

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

621.1
31.363
п 18

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ сверхкритических параметров ЛМЗ

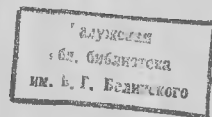


6211
31.363
718

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ сверхкритических параметров ЛМЗ

Под редакцией
А.П.Огурцова и В.К.Рыжкова

866396



Москва
Энергоатомиздат
1991

Рецензент Б. М. Трояновский

Паровые турбины сверхкритических параметров
 П18 ЛМЗ/В. И. Волчков, С. А. Г. Вольфовский, И. А. Ко-
 वाले и др.; Под ред. А. П. Огурцова, В. К. Рыжкова.—
 М.: Энергоатомиздат, 1991.—384 с.: ил.

ISBN 5-283-00070-2

В книге рассмотрены особенности конструкции, сборки, монтажа и наладки паровых турбин сверхкритических параметров мощностью 300, 500 и 800 МВт и их отдельных элементов, режимы их эксплуатации, мероприятия по их усовершенствованию. Даны рекомендации по эксплуатации, проведению тепловых испытаний и ремонту турбин и вспомогательного оборудования турбоустановок.

Для инженерно-технических работников электростанций, проектных, монтажных, наладочных и ремонтных организаций.

2203050000-021
 П 150-90
 051 (01)-91

ББК 31.363

Производственно-практическое издание

Волчков Валерий Иванович, Вольфовский Семен Авраам-Гиршевич,
 Ковалев Игорь Александрович, Кривошей Макс Залманович, Кубарев
 Владислав Григорьевич, Левченко Борис Леонидович, Либенсон
 Александр Ханонович, Малев Вадим Вениаминович, Неженцев Юрий
 Николаевич, Николаев Георгий Васильевич, Огурцов Анатолий Петрович,
 Печугин Игорь Иванович, Повомарев Владимир Борисович, Рыжков
 Виктор Кузьмич, Фомченко Олег Федорович, Фрагин Марк Самуилович

Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ

Зав. редакцией И. В. Волобуева Редактор А. Д. Трухнин

Редактор издательства М. И. Кузнецова

Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак

Технический редактор В. В. Хапаева Корректор М. Г. Гуляна
 ИБ № 1292

Сдано в набор 27.12.90 Подписано в печать 18.07.91. Формат 60×88¹/₁₆. Бумага
 офсетная № 2. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,52. Усл.
 кр.-отт. 23,76. Уч.-изд. л. 26,72. Тираж 1000 экз. Заказ 1948. Цена 3 р.

Энергоатомиздат 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО
 «Первая Образцовая типография» Государственного комитета СССР по печати.
 113054, Москва, Вавоная, 28

ISBN 5-283-00070-2

© Авторы, 1991

В прошедшие два десятилетия установленная мощность электростанций страны наращивалась в основном за счет конденсационных энергоблоков СКД мощностью 300, 500 и 800 МВт ЛМЗ и 300 и 500 МВт ХТЗ. Несмотря на все возрастающий удельный вес в энергетике страны ядерных электростанций, энергоблоки СКД будут иметь преобладающее значение и в предстоящие десятилетия.

Использование сверхкритических параметров пара в сочетании с его промежуточным перегревом позволяет получить высокую экономичность энергоблоков при применении для их изготовления относительно недорогих и недефицитных сталей перлитного класса. Богатый опыт эксплуатации энергоблоков СКД в сочетании с постоянным совершенствованием конструкций паровых турбин и паротурбинных установок при их грамотной эксплуатации, обслуживании и ремонте обеспечивает высокую надежность и экономичность энергоблоков СКД мощностью 300, 500 и 800 МВт, как это можно видеть на примере Костромской, Средне-Уральской, Кармановской, Запорожской, Пермской и других ГРЭС.

Большое число паровых турбин СКД ЛМЗ, находящихся в эксплуатации на многих электростанциях страны и за рубежом, широкие перспективы их использования в будущем побудили авторов написать эту книгу, чтобы помочь специалистам, занятым эксплуатацией, обслуживанием, ремонтом и монтажом паровых турбин СКД и паротурбинных установок, лучше понять особенности конструкции и эксплуатации турбин ЛМЗ, быстрее усвоить те требования, которые налагаются конструкцией турбины на операции монтажа, ремонта и технического обслуживания в процессе работы.

При написании книги использованы результаты и опыт проектно-конструкторских, научно-исследовательских, шеф-монтажных и наладочных работ, выполненных на ЛМЗ и электростанциях.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников электростанций, проектных, монтажных, наладочных и ремонтных организаций. Вместе с тем она может быть полезна мастерам, машинистам энергоблоков при общем ознакомлении с конструкцией турбин ЛМЗ, слушателям курсов повышения

квалификации, а также студентам энергомашиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов и учащимся техникумов.

Книга не является техническим справочником и ни в коей мере не может заменить техническую документацию. Она не претендует на полное и детальное описание конструкции всех деталей и узлов турбины или всего регламента монтажных, наладочных или ремонтных работ. Цель ее—обратить внимание читателя на основные, главные, наиболее важные особенности конструкции, эксплуатации, монтажа или ремонта.

Книга написана коллективом авторов—сотрудников производственного объединения турбостроения «Ленинградский металлургический завод».

Авторы выражают глубокую благодарность докт. техн. наук, проф. Б. М. Трояновскому и докт. техн. наук, проф. А. Д. Трухину за их большой труд и ценные замечания, внесенные при рецензировании и редактировании рукописи.

Замечания и предложения по книге авторы просят направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

АЗВ, АЗС	— автоматический затвор высокого, среднего давления
БН	— бустерный насос
БРОУ	— быстродействующая редукционно-охладительная установка
ВПУ	— валоповоротное устройство
ГО	— газоохладитель
ГПЗ	— главная паровая задвижка
ГПП	— горячая нитка промперегрева
ГЧСР	— гидрочастотная система регулирования
Д	— деаэратор
ЗРЧ	— золотник регулятора частот вращения
К	— конденсатор
КН	— конденсаторный насос
КОС	— клапан обратный с гидроприводом (сервомоторный)
МО	— маслоохладитель
МУТ	— механизм управления турбиной
ОД	— охладитель дренажа
ПВД, ПНД	— подогреватели высокого, низкого давления
ПН	— питательный насос
ПО	— парохладитель
ПП	— промежуточный перегрев пара, промперегреватель
ППУ	— пароприемное устройство
РВД, РСД	
РНД	— ротор высокого, среднего, низкого давления
РК	— регулирующий клапан
СК	— стопорный, сбросной клапан
СКД	— сверхкритическое давление
СМ	— сервомотор
СП	— сальниковый подогреватель
ТПН	— турбопитательный насос
ХПП	— холодная нитка промперегрева
ЦВД, ЦСД	
ЦНД	— цилиндр высокого, среднего, низкого давления
Э	— эжектор
ЭГП	— электрогидравлический преобразователь
ЭМП	— электромеханический преобразователь
ЭЧСР	— электрическая часть системы регулирования

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ СОЗДАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЛМЗ

Производственное объединение «Ленинградский металлический завод» изготавливает и поставляет на электростанции страны большую часть энергетических паровых турбин, производимых в Советском Союзе. Значительное количество паровых турбин ЛМЗ ежегодно поставляет на экспорт. Эти обстоятельства налагают на коллектив ЛМЗ большую ответственность за высокую надежность, экономичность, технический уровень выпускаемых им паровых турбин.

В состав современной паротурбинной установки кроме турбины входят разветвленная система регенерации пара, конденсационная установка, многофункциональная система автоматического регулирования, управления и защиты, а в самых последних образцах турбин — и системы диагностики различного вида. Конструктор, проектируя паровую турбину и ее системы, должен учесть многочисленные факторы, влияющие на конструкцию того или иного узла и найти оптимальное решение, удовлетворяющее и законам термодинамики, и законам механики материалов, и условиям высокой маневренности, и требованиям безопасности при эксплуатации, не забывая при всем этом о необходимости обеспечить высокую технологичность конструкции при изготовлении и ремонтопригодность в условиях эксплуатации. Решить эту задачу помогают конструктору современная электронно-вычислительная техника, мощная лабораторно-исследовательская база, богатый опыт проектирования турбин, накопленный на ЛМЗ, постоянное изучение опыта эксплуатации турбин на электростанциях и, что очень важно, глубокое знание современных достижений науки и техники не только в области турбостроения, но и во многих других областях, таких, как металлургия и металлография, теория прочности и вибрации, электроника, радиофизика, электротехника, акустика, строительная механика, химия и другие.

Одним из важнейших принципов, которого придерживается ЛМЗ при создании новых типов паровых турбин, является использование новейших достижений современной науки и техники. Так, например, на основе многочисленных исследований в области газодинамики решеток профилей конца 40-х — начала 50-х годов в середине 50-х годов на ЛМЗ были созданы и широко внедрены, как на новых, так и на модернизированных турбинах, аэродинамически совершенные профили рабочих и направляющих лопаток, что позволило на 3—5% поднять экономичность выпускаемых турбин. Наряду с профилями лопаток собственной разработки ЛМЗ широко применяет

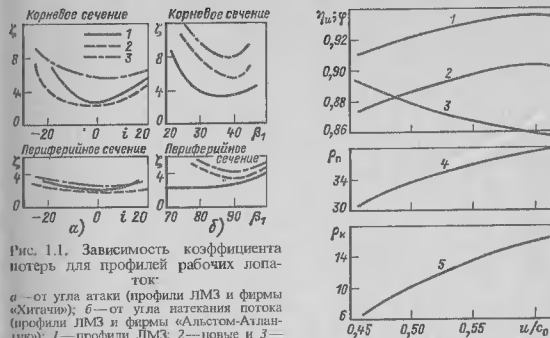


Рис. 1.1. Зависимость коэффициента потерь для профилей рабочих лопаток:

α — от угла атаки (профили ЛМЗ и фирмы «Хитачи»); β — от угла всасывания потока (профили ЛМЗ и фирмы «Альстом-Атлантик»); 1 — профили ЛМЗ; 2 — новые и 3 — старые профили фирм «Хитачи» и «Альстом-Атлантик» [3, 6]

Рис. 1.2. Характеристики типовой ступени высокого давления ($D_{cp}/l=8,7$, $\alpha_1=13^\circ$, при «нулевых» протечках):
1 — η_1 ; 2 — η_m ; 3 — коэффициент расхода ϕ ; 4 и 5 — степень реактивности периферийного и корневых сечений ступени

и профили, разработанные МЭИ и ЦКТИ. Время показало, что профили лопаток, разработанные в 1954—1959 гг. ЛМЗ, длительное время были одними из лучших в мировом паротурбостроении. Некоторое представление об этом дает рис. 1.1, хотя из-за недостатка точной информации о геометрии зарубежных профилей и условиях их испытаний это сопоставление является ориентировочным. Лишь в 70-х — начале 80-х годов ведущими зарубежными фирмами были разработаны и начали применяться профили лопаток, близкие по своей экономичности к профилям ЛМЗ и других советских ориентаций.

В течение многих лет ЛМЗ постоянно ведет экспериментальную отработку турбинных ступеней на модельных воздушных и паровых турбинах, что обеспечивает высокую экономичность проточных частей всех цилиндров выпускаемых турбин. На рис. 1.2 показаны характеристики типовой ступени, аналогии которой применяются в ЦВД турбин.

Кроме испытаний на модельных турбинах проточные части ЦВД отрабатываются в полномасштабной экспериментальной турбине низкого давления на натурном стенде объединения. Здесь не только исследуются аэродинамические и интегральные характеристики проточных частей ЦВД, но и проводится вибрационная отработка облопачивания

ротора низкого давления в условиях, аналогичных эксплуатации.

Другим примером может служить создание и внедрение совместными усилиями ВТИ, ЛМЗ и Ленинградского НИИ гигиены и охраны труда огнестойкой негорючей жидкости (огнестойкого масла) ОМТИ для систем гидродинамической регулировки и смазки подшипников мощных паровых турбин. В настоящее время одна из последних модификаций ОМТИ широко применяется в системах регулирования турбин СКД ЛМЗ мощностью 300 МВт и выше, а также в турбинах ЛМЗ для АЭС. На отдельных энергоблоках получен опыт использования ОМТИ и в системе смазки подшипников турбин, который дал положительные результаты. Таких примеров можно привести немало.

Другим важным и, можно сказать, определяющим принципом создания паровых турбин ЛМЗ является принцип удовлетворения насущных потребностей энергетики нашей страны в турбинах того или иного типа. Непременным законом поступательного развития народного хозяйства страны являются опережающие темпы развития энергетики. Как правило, ЛМЗ видит свою задачу не только в том, чтобы обеспечить необходимым турбинным оборудованием пусковые объекты энергетики, но и в том, чтобы предвидеть, какое серийное оборудование потребуется энергетике через 5—10 лет и заблаговременно создать головные образцы таких турбин, отработать их конструкцию на стадиях проектирования, изготовления и опытной эксплуатации и в нужный момент обеспечить начало серийного выпуска (табл. 1.1).

Одним из важнейших принципов, определяющих конструкцию турбин ЛМЗ, является принцип быстроходности. Это означает, что ЛМЗ проектирует свои паровые турбины на частоту вращения ротора 50 с^{-1} (3000 мин^{-1}) независимо от ее мощности и типа электростанции (тепловой или атомной), для которой она предназначена. Быстроходные (на 50 с^{-1}) турбины имеют ряд преимуществ перед тихоходными (на 25 с^{-1}) при одинаковых мощности и начальных параметрах пара. Их габариты и масса значительно меньше, а следовательно, для них требуется машинный зал меньшей площади, более легкие фундаменты, грузопользные средства меньшей мощности. В целом строительство электростанции с быстроходными турбинами оказывается менее трудоемким и более дешевым, чем строительство аналогичной станции с тихоходными турбинами.

Придерживаясь концепции быстроходности, ЛМЗ в то же время ставит перед собой задачу получения максимальной мощности в одновальном агрегате при заданных параметрах пара. Возможность осуществления принципа максимальной

Таблица 1.1. Головные образцы паровых турбин ЛМЗ

Год выпуска	Тип турбины	Номинальная мощность, МВт	Начальные параметры пара	
			Давление, МПа	Температура, °С
1924	ОК-20	2	1,1	300
1925	ОК-30	3	1,4	325
1926	ОК-100	10	1,2	325
1930	АК-25-1	24	2,6	375
1931	АК-50-1	50	2,8	400
1937	АК-100-1	100	2,8	400
1946	ВК-100-2	100	8,8	480
1952	СВК-150-1	150	16,7	550/520*
1958	ПКВ-200-1 (К-200-130-1)	200	12,75	565/565
1961	К-300-240-1	300	23,5	580/565
1964	К-800-240-1**	800	23,5	560/565
1970	К-800-240-2	800	23,5	560/544
1975	К-800-240-3	800	23,5	540/540
1978	К-1200-240-3	1200	23,5	540/540
1980	К-300-240-3	300	23,5	540/540
1982	К-800-240-5	800	23,5	540/540
1988	К-500-240-4	500	23,5	540/540

* Температура перегрева

** Двухвальный турбоагрегат

единичной мощности зависит в первую очередь от уровня развития отечественной металлургии. С ростом единичной мощности паротурбинного агрегата растут и габариты отдельных его узлов и деталей, в частности корпусов, цилиндров, роторов, лопаток. Получение же заготовок этих деталей (поковок и отливок) нужного качества и с необходимыми служебными характеристиками материала в значительной степени зависит от уровня развития металлургии на данном этапе.

Осуществление принципа максимальной единичной мощности паровых турбин тесно связано с осуществлением принципа максимально высоких начальных параметров пара, благодаря которому достигается высокая абсолютная экономичность энергоблоков. Выбор начальных параметров пара для энергоблока производится на основе детального анализа термодинамических циклов энергоблоков разной мощности с учетом реальных возможностей металлургической промышленности, поставяющей для энергоблоков трубы различного назначения (для котлоагрегатов, паропроводов и т. п.), литые и ковальные заготовки для турбин, генераторов и другого оборудования. Одним из важных этапов выбора начальных параметров является экономический (стоимостный) анализ всех

элементов строительства электростанции. Именно по такой схеме шел выбор параметров для энергоблоков сверхкритического давления. В этой работе участвовали многочисленные организации АН СССР, Минэнерго СССР и других ведомств, в том числе ВТИ, ЦКТИ и др. В результате для энергоблоков сверхкритических параметров (СКД) были приняты начальные параметры пара 23,5 МПа, 580° С с промежуточным перегревом пара до 565° С. Впоследствии для обеспечения длительного ресурса работы оборудования энергоблоков СКД, в частности котельных агрегатов, начальная температура пара и температура пара после промпрегрева были снижены до 540° С.

Основные характеристики паровых турбин СКД ЛМЗ мощностью 300, 500 и 800 МВт, выпускаемых в настоящее время, приведены в табл. 1.2, а на рис. 1.3—1.5 показаны их продольные разрезы

Таблица 1.2. Основные характеристики паровых турбин СКД ЛМЗ

Показатель	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Мощность генератора, МВт:			
номинальная	300	500	800
максимальная	315	525	850
Частота вращения ротора, с ⁻¹	50	50	50
Начальные параметры пара:			
давление, МПа	23,5	23,5	23,5
температура, °С	540	540	540
Параметры пара после промежуточного перегрева:			
давление, МПа	3,65	3,75	3,3
температура, °С	540	540	540
Давление в конденсаторе, кПа	3,4	3,3	3,4
Максимальный расход свежего пара, кг/с	270,8	458,3	736,1
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + +1ЦСД/1ЦНД + 3	1ЦВД + +1ЦСД + +2ЦНД 4	1ЦВД + +1ЦСД + +3ЦНД 6
Число выходов			
Длина рабочей части лопатки последней ступени ЦНД, мм	960	960	960
Средний диаметр последней ступени ЦНД, мм	2480	2480	2480
Суммарная торцевая площадь выхлопа, м ²	22,44	29,92	44,88
Длина турбины, м	21,3	29,95	39,7
Регулировочный диапазон автоматического изменения мощности, %	30—100	30—100	30—100
Скорость изменения мощности в пределах регулировочного диапазона, %/мин	1,2	1,2	1,2
Допускаемое число пусков за срок службы	1500	1500	1500

Показатель	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Ресурс деталей и сборочных единиц из жаропрочных материалов, ч	1 · 10 ⁵	1 · 10 ⁵	1 · 10 ⁵
Удельная масса турбины, кг/(кВт · ч)	2,30	2,00	1,62
Удельная масса турбины с конденсатором, кг/(кВт · ч)	3,50	3,10	2,71

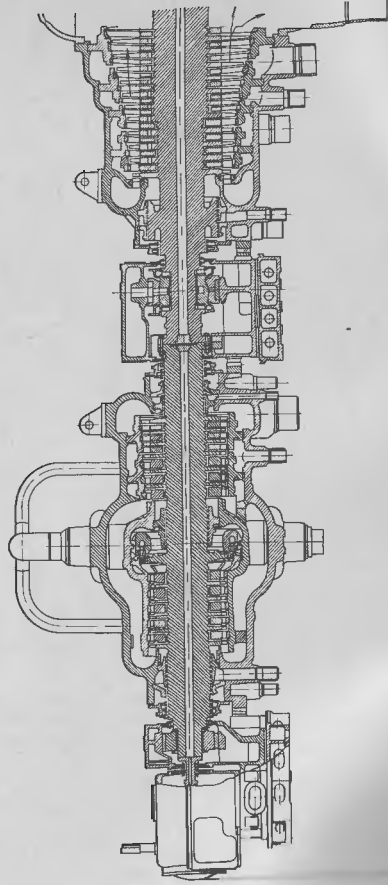
Большое значение для повышения экономичности энергоблоков имеет регенеративный подогрев питательной воды. Для паровых турбин всех типов ЛМЗ применяет разветвленную систему регенеративного подогрева питательной воды частично отработавшим паром, отбираемым из проточной части цилиндров турбины. Наряду с широко применяемыми регенеративными подогревателями поверхностного типа, в качестве вакуумных подогревателей низкого давления ЛМЗ широко использует и контактные (смешивающие) подогреватели, что способствует повышению тепловой экономичности турбоустановок.

В отличие от турбоустановок мощностью 300, 500 и 800 МВт более ранних выпусков, в которых все подогреватели были поверхностными, в турбоустановках с турбинами К-300-240-3, К-500-240-4 и К-800-240-5 используются в качестве двух первых ступеней подогрева конденсата подогреватели смешивающего типа, что позволило поднять экономичность этих турбоустановок по сравнению с турбоустановками предшествующего типа примерно на 0,5%.

Экономичность термодинамического цикла повышается при уменьшении температуры холодного источника, т. е. при углублении вакуума на выходе из турбины, или, что то же, в конденсаторе. Одной из принципиальных особенностей паровых турбин ЛМЗ является то, что они проектируются на максимально достижимый при данных конкретных условиях вакуум в конденсаторе.

Предельно достижимый вакуум в конденсаторе зависит, в первую очередь, от условий циркуляционного водоснабжения, т. е. от его типа, расхода и температуры охлаждающей воды, с учетом которых выбирается площадь поверхности охлаждения конденсатора при заданной кратности охлаждения. Иначе говоря, значение предельно достижимого вакуума для данной конкретной электростанции находится в прямой зависимости от географических, климатических и экологических факторов, характерных для данного региона.

Значение предельно достижимого вакуума для турбины, имеющей заданную мощность при заданных параметрах пара,



00002

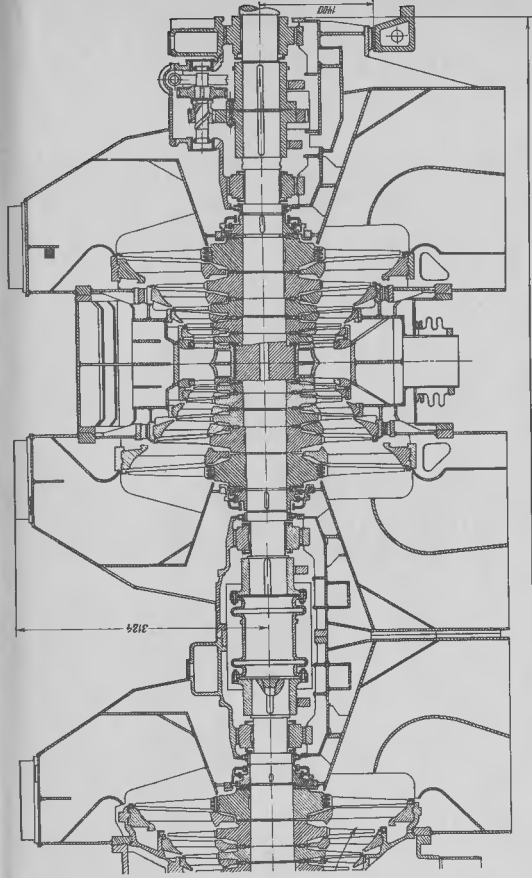
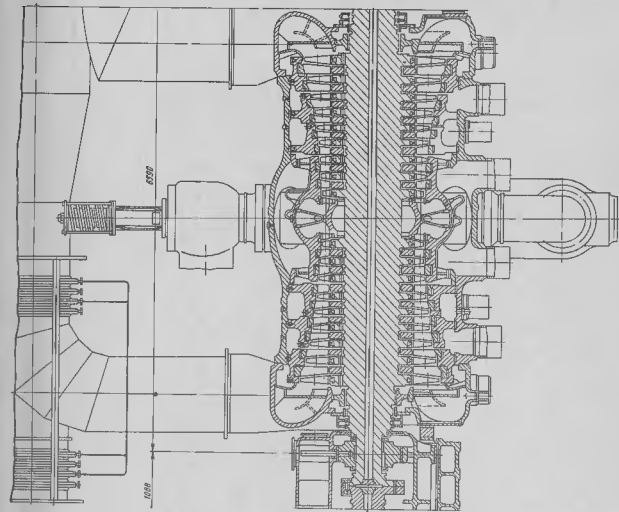
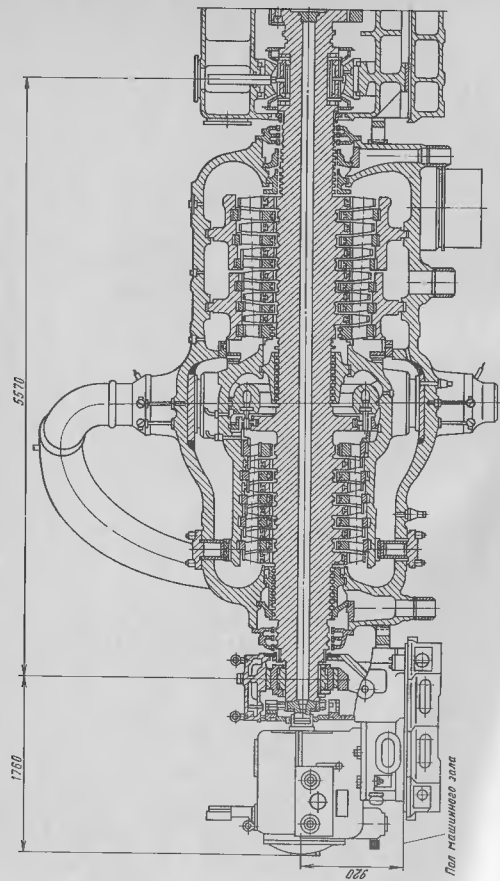


Рис. 13 Проголовый разрез турбины К-300-240-3



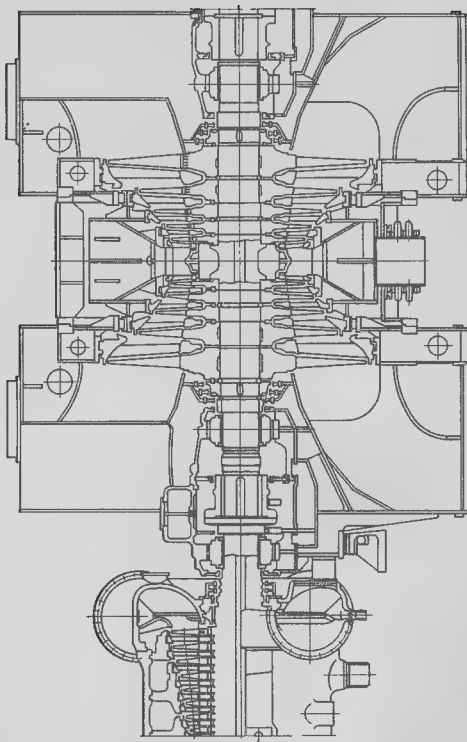


Рис 1.4 Продольный разрез турбины К-500-240-4

определяется, помимо условий водоснабжения, суммарной площадью выхода из последней ступени ЦНД, т. е. выходной площадью рабочих лопаток последней ступени и количеством параллельных выходных потоков ЦНД («выхлопов»)

Как правило, количество выхлопов для паровых турбин не превышает шести (три двухпоточных ЦНД), так как выполнение турбины более чем с пятью цилиндрами связано с практически непреодолимыми трудностями обеспечения удовлетворительных взаимных тепловых расширений ротора и статора турбины. Изменяя количество выхлопов, можно создать ряд типоразмеров паровых турбин, отличающихся значением номинальной мощности, используя типовой унифицированный выхлоп, созданный на базе разработанной последней ступени. Примером такого ряда являются паровые турбины СКД ЛМЗ мощностью 300, 500 и 800 МВт, имеющие соответственно три, четыре и шесть выхлопов.

Другим путем увеличения суммарной площади выхлопов является увеличение длины рабочих лопаток и их корневого диаметра

Создание последней ступени ЦНД с максимально достижимой на данном этапе развития турбиностроения выходной площадью — сложная инженерная задача, решение которой определяется уровнем развития науки и техники в данное время, в частности, достигнутым уровнем металлургии, газодинамики, теории прочности и вибрации. На всех этапах развития турбиностроения основным принципом в работе ЛМЗ было создание последних ступеней ЦНД с предельно достижимой по условиям газодинамики, прочности и вибрации площадью выхода (см. табл. 1.3). Разработка и освоение изготовления рабочих лопаток последней ступени ЦНД длиной 960 мм обеспечили создание паровых турбин на сверхкритических параметрах пара максимальной мощностью до 850 МВт. Для турбин СКД большей мощности, в частности 1200 МВт, потребовалось создать новую конструкцию ЦНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной 1200 мм из титанового сплава. Этот же ЦНД затем был использован в паровых турбинах насыщенного пара мощностью 1000 МВт для АЭС. Для турбин, работающих на электростанциях с ограничениями по циркуляционному водоснабжению (пониженные расходы или высокая температура охлаждающей воды) и, соответственно, с ухудшенным вакуумом, ЛМЗ разработана стальная рабочая лопатка последней ступени ЦНД длиной 1000 мм. Такие лопатки могут применяться вместо лопаток из титанового сплава длиной 1200 мм, с которыми они взаимозаменяемы (при одновременной замене диафрагмы последней ступени). В частности, стальные лопатки длиной 1000 мм могут применяться в тех ЦНД турбины, где вакуум хуже, например

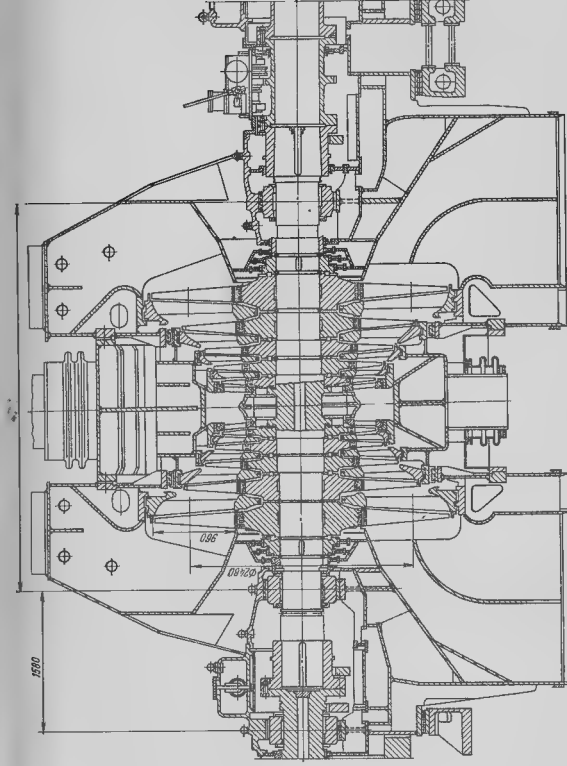
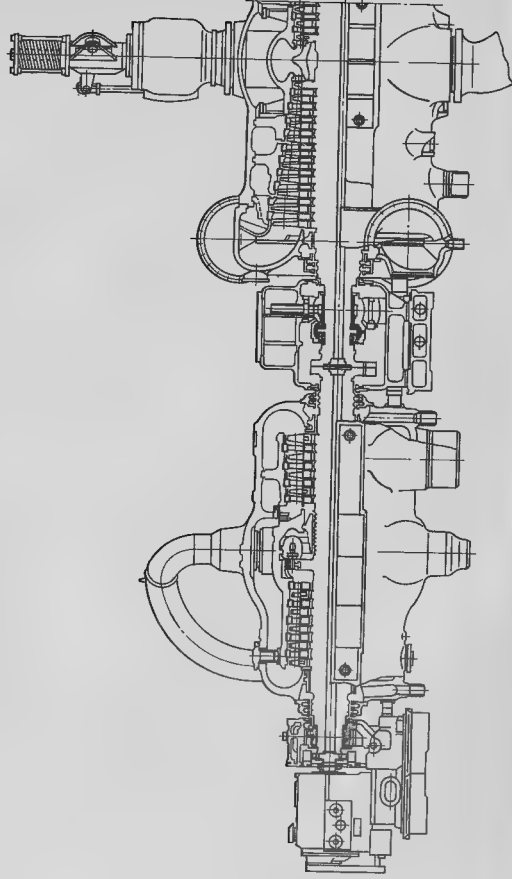


Рис. 1.5. Продольный разрез турбины К-800-240-5

Таблица 1.3. Характеристики рабочих лопаток последних ступеней ЦНД паровых турбин СКД ЛМЗ

Параметр	1933 г.	1937 г.	1946 г.	1957 г.
Торцевая площадь	2,43	3,18	4,18	5,05
Длина рабочей части лопатки, мм	500	576	665	765
Средний диаметр, мм	1550	1756	2000	2100
Параметр D_{cp}/l	3,1	3,05	3,00	2,75
Масса лопатки с хвостовиком, кг	2,5	3,45	5,27	6,88
Материал	20X13	20X13	20X13	15X11МФ

Параметр	1960 г.	1977 г.	1984 г.
Торцевая площадь	7,48	11,3	8,78
Длина рабочей части лопатки, мм	960	1200	1000
Средний диаметр, мм	2480	3000	2800
Параметр D_{cp}/l	2,58	2,50	2,80
Масса лопатки с хвостовиком, кг	10,1	16,51	21,6
Материал	15X11МФ	Титановый сплав	13X11H2B2BM-Ш (ОИ961)

при использовании ступенчатой конденсации в секционном конденсаторе.

Важным принципом, которого придерживается ЛМЗ при создании новых типов паровых турбин, является преемственность конструктивных решений. Реализация этого принципа дает возможность использовать в новых турбинах типовые конструкции деталей и узлов (сборочных единиц), которые уже тщательно отработаны, исследованы и проверены в эксплуатации на ранее выпускавшихся турбинах. Это позволяет обеспечить необходимую надежность деталей и узлов, их высокую экономичность, снизить затраты на их проектирование, экспериментальную обработку, разработку технологии изготовления, подготовку и освоение производства.

Примером преемственности конструкций паровых турбин ЛМЗ являются ЦВД паровых турбин СКД мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт, которые выполнены двухкорпусными с поворотом потока после группы первых ступеней и с подводом пара в средние части верхней и нижней половин наружного корпуса. Отличаются наружные и внутренние корпуса этих ЦВД в основном размерами. Аналогичны по типу конструкции и многие другие детали и узлы этих турбин.

В процессе проектирования новых турбин типовые конструкции деталей и узлов претерпевают ряд изменений, связанных, с одной стороны, с привязкой их по геометрии и размерам к другим деталям и узлам проектируемой турбины, с другой

стороны с усовершенствованием отдельных элементов типовой конструкции на основе накопленного опыта эксплуатации на других типах турбин и результатов проведенных за этот период исследовательских работ.

Использование в разных типах паровых турбин типовых конструкций деталей и узлов в значительной степени облегчает их изучение и освоение в эксплуатации, а также выполнение монтажных и ремонтных работ.

Высшей формой преемственности конструктивных решений является применение в паровых турбинах унифицированных деталей, узлов или отдельных элементов их конструкции. Ленинградский металлический завод широко использует унифицированные узлы и детали: рабочие лопатки, вкладыши подшипников, сегменты уплотнений, узлы системы регулирования, автоматики и защиты, цилиндры низкого давления и т. д.

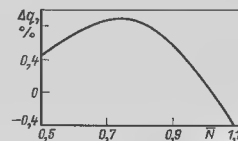
Вместе с тем в конструкциях отдельных деталей широко применяются унифицированные элементы конструкций, например профили рабочей части, шпиль и хвостовики лопаток.

Одним из важных принципов при создании паровых турбин ЛМЗ является обеспечение высокой маневренности турбин при сохранении максимально достижимой экономичности и надежности. Этот принцип реализуется в турбинах ЛМЗ разными путями.

Обеспечение достаточно высокой экономичности турбин в широком диапазоне режимов нагрузки достигается за счет применения соплового парораспределения в большинстве турбин ЛМЗ. На рис. 1.6 показано, как изменяется экономичность турбины мощностью 800 МВт с сопловым парораспределением по сравнению с такой же турбиной, имеющей дроссельное парораспределение.

Маневренные возможности паровых турбин СКД, выпускаемых ЛМЗ, существенно расширяются за счет работы на скользящих параметрах. Возможность отклонения подогретей высокого давления обеспечивает повышение мощности турбин на 10–20% при работе в пиковом режиме. Система обогрева фланцев цилиндров способствует сокращению времени пуска турбины как из холодного состояния, так и из неостывшего после остановов на выходные дни.

Рис. 1.6. Относительное изменение удельного расхода теплоты $\Delta q = (q_{\text{дрос}} - q_{\text{сопл}}) / q_{\text{сопл}}$ турбоустановки с турбиной с дроссельным парораспределением по сравнению с расходом турбоустановки с турбиной с сопловым парораспределением в зависимости от относительной нагрузки



Высокая маневренность паровых турбин ЛМЗ обеспечивается быстродействующей системой автоматического регулирования (САР). Осуществляя принцип высокой надежности выпускаемого оборудования, ЛМЗ применяет на своих турбинах комбинированную электрогидравлическую САР. В качестве рабочей жидкости в гидравлической части САР используется негорючее синтетическое масло ОМТИ, что обеспечивает высокую пожарную безопасность турбин СКД ЛМЗ. В электрической части САР с целью улучшения быстродействия и надежности в последних модификациях паровых турбин ЛМЗ все более широко используется микропроцессорная техника.

Существенное значение для паровых турбин, эксплуатируемых на электростанциях, имеет их ремонтпригодность. Осуществляя принцип максимально возможной ремонтпригодности, ЛМЗ проектирует паровые турбины таким образом, чтобы обеспечить возможность проведения ремонта отдельных агрегатов и узлов турбины с минимальными затратами времени и труда на разборку и сборку. Конструкция узлов парораспределения, например, такова, что позволяет производить разборку отдельных цилиндров турбин без вскрытия других цилиндров. Этой же цели служит боковое расположение пароперепускных труб от ЦСД к ЦНД, присоединяемых к нижним половинам корпусов цилиндров. Конструкция верхних половин корпусов цилиндров обеспечивает возможность снятия крышек корпусов подшипников без вскрытия корпусов цилиндров. Предусмотрена возможность извлечения вкладышей подшипников из корпусов без выемки роторов. Применение сборных (с насадными дисками) роторов в ЦНД кроме обеспечения высокой технологичности и низкой себестоимости их изготовления по сравнению с цельноковаными роторами дает возможность замены не только поврежденных лопаток, но и отдельных поврежденных дисков ротора. Принцип ремонтпригодности оказывает влияние на выбор размеров и конструкцию отдельных элементов многих узлов, например диаметра штифтов (заклепок), которые крепят замковые лопатки или лопатки с вильчатым хвостовиком на диске ротора.

Важным принципом при создании паровых турбин является обеспечение высокой технологичности конструкций при изготовлении. Этому принципу ЛМЗ неуклонно следует при создании паровых турбин, обеспечивая, таким образом, снижение трудоемкости и себестоимости их изготовления, высокий уровень качества изготавливаемых турбин. Наряду с использованием типовых и унифицированных конструкций с хорошо отработанной и проверенной практикой технологией, инструментом, оснасткой и приспособлениями, конструкция многих деталей и узлов разрабатывается вновь или совершенствуется приме-

Таблица 14 Удельный расход теплоты турбоустановок СКД ЛМЗ при гарантийных условиях, кДж/(кВт ч) (ккал/(кВт ч))

Турбина	Мощность турбины, %		
	100	75	50
К-300-240-3	7710 (1840)	7919 (1890)	8233 (1965)
К-500-240-4	7626 (1820)	7823 (1867)	8149 (1945)
К-800-240-5	7647 (1825)	7835 (1870)	8107 (1935)

нительно к новым прогрессивным технологическим методам и оборудованию.

Важнейшим принципом создания паровых турбин ЛМЗ является тщательная расчетная, конструкторская и опытно-экспериментальная отработка деталей и узлов, обеспечивающая высокую надежность и экономичность паровых турбин ЛМЗ и турбоустановок с этими турбинами (табл. 1.4), соответствие их по технико-экономическим показателям высшему мировому техническому уровню. При проектировании паровых турбин ЛМЗ широко используют современные методы расчета на ЭВМ термодинамических параметров турбин и турбоустановок, газодинамических характеристик потока пара в проточных частях турбин, полей температур и напряжений в деталях турбин как с учетом упругих деформаций, так и с учетом ползучести материала деталей, работающих в зоне высоких температур. С использованием ЭВМ определяются вибрационные характеристики рабочих лопаток, облопаченных дисков, валопроводов турбины, при этом учитывается влияние различных факторов, таких, например, как упругость закрепления лопаток на диске или податливость опор роторов. С использованием ЭВМ производится расчет статических и динамических характеристик системы автоматического регулирования, а также расчет многих других деталей и узлов.

Наиболее важные и ответственные узлы и детали проходят экспериментальную проверку на модельных и натурных установках и стендах в лабораториях ЛМЗ и других организаций, прежде чем они будут запущены в производство для новых турбин.

Необходимость решения широкого круга разноплановых вопросов и задач в процессе создания паровых турбин требует привлечения специалистов самого разного профиля и, как показывает опыт, не только отечественных, но и ведущих зарубежных турбиностроительных фирм, так как это не осуществимо силами только одного предприятия, одной фирмы. Учитывая это, ЛМЗ при создании паровых турбин твердо придерживается принципа тесного творческого научно-технического сотрудничества со многими предприятиями, проектными и научно-исследовательскими организациями и институтами,

и числе которых следует в первую очередь отметить ЦКТИ имени И. И. Ползунова, ВТИ имени Ф. Э. Дзержинского, ЦНИИМАШ, ВПТИэнергомаш, Московский энергетический институт, Ленинградский и Харьковский политехнические институты, институт сварки имени Е. О. Патона АН УССР, центральное и региональные отделения АТЭП, НЭЛ имени В. И. Ленина, Ижорский завод, а также другие предприятия и организации многих министерств и ведомств

Глава вторая

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК

2.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ

Эксплуатация энергоблоков СКД с одним промпрегревом в течение почти 30 лет позволяет всесторонне оценить эффективность этой ступени параметров. Повышение экономичности такого энергоблока по сравнению с энергоблоком с начальным давлением 12,7 МПа обеспечивает значительную экономию топлива. Только энергоблоки мощностью 300 МВт (первые по времени их ввода в эксплуатацию и наиболее многочисленные в энергосистемах СССР) за время эксплуатации позволили сэкономить более 40 млн т условного топлива.

Решение о переходе к сверхкритическому давлению 23,5 МПа минуя этап докритического давления 17–18 МПа было принято вопреки преимущественным тенденциям в мировом энергомашиностроении того времени. Если бы повышение давления ограничилось уровнем 17 МПа, экономия топлива была бы существенно меньшей. Опыт показывает, что несмотря на увеличенные затраты и сроки освоения головных образцов повышенная экономичность серийных энергоблоков, которые эксплуатируются около 30 лет, многократно окупает материальные затраты периода освоения новых параметров пара.

Параметры энергоблоков СКД (23,5 МПа, 540° С/540° С) стабилизировались и практически не изменяются уже в течение почти тридцати лет.

При современном уровне металлургии возможности повышения экономичности энергоблоков на органическом топливе за счет повышения параметров пара весьма ограничены. В этих условиях ценность оптимизации тепловых схем, направленной на повышение экономичности, возрастает.

Приоритет показателей турбоустановки (экономичности, надежности, маневренности, стоимости) не однозначен и зависит от назначения проектируемой турбоустановки, но при современном положении в области топливно-энергетических

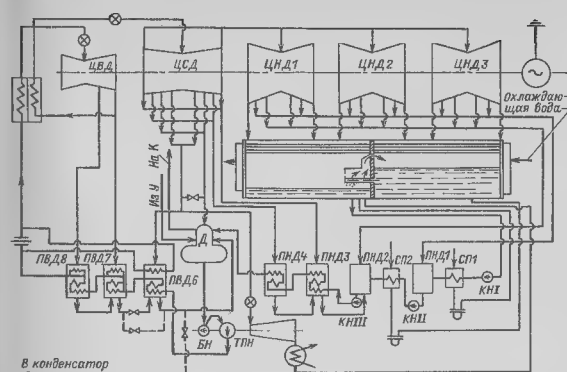


Рис 2.1 Структурная тепловая схема турбоустановки К 800-240

ресурсов экономичность рассматривается как один из наиболее важных показателей. Учитывая вышесказанное, объединение подходов к разработке тепловых схем турбоустановок как к одной из главных составляющих процесса проектирования, определяющих высокую экономичность и надежность работы турбоустановки.

В тепловую схему включаются собственно турбина с конденсатором, регенеративные подогреватели, питательные насосы с турбоприводами, конденсатные насосы, турбоприводы, т. е. все то, что позволяет обеспечить непрерывный цикл работы турбоустановки.

Расчетную тепловую схему турбоустановки принято называть принципиальной тепловой схемой, в отличие от развернутой тепловой схемы всех паро- и конденсатопроводов, управляющей и защитной арматуры.

На рисунках 2.1—2.3 представлены принципиальные тепловые схемы серии однональных турбин СКД мощностью 300, 500 и 800 МВт, разработанные на базе результатов оптимизационных расчетов.

2.2 ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК

Турбоустановка с турбиной К-800-240-5. В тепловой схеме турбоустановки с турбиной К-800-240-5 предусмотрена восьми-ступенчатая система подогрева питательной воды, которая состоит из салыниковых подогревателей, четырех ПНД, деаэратора, трех ПВД (в две питки) и насосов.

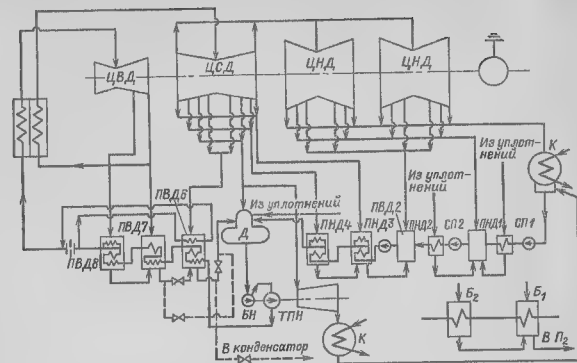


Рис. 2.2. Структурная тепловая схема турбоустановки К-500-240

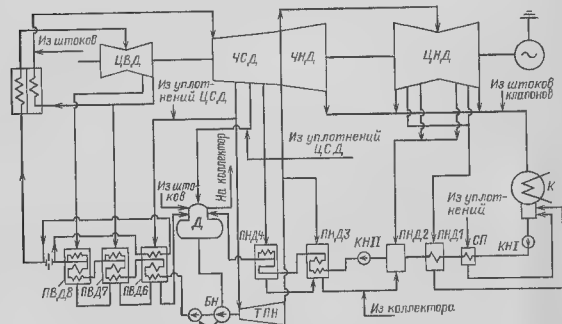


Рис. 2.3. Структурная тепловая схема турбоустановки К-300-240

В сальниковом подогревателе СП₁ типа ПС-220-1 (ПСР-1) для нагрева основного конденсата используется теплота паровоздушной смеси, поступающей из каминных камер лабиринтовых уплотнений турбины. Подогреватели низкого давления ПНД1 и ПНД2 – смешивающего типа, вертикальные, выполнены по схеме с перекачивающими насосами. Это позволило расположить оба аппарата под отметкой обслуживания тур-

бины. Основной конденсат от КН1 после СП1 поступает в ПНД1 и откачивается из него в ПНД2 конденсатными насосами 2-й ступени. Из ПНД2 конденсат откачивается насосами 3-й ступени (КНП) и подается через подогреватели ПНД3 и ПНД4 в деаэратор.

На участке тракта основного конденсата между ПНД1 и ПНД2 установлен поверхностный вертикальный сальниковый подогреватель СП2, предназначенный для охлаждения и конденсации пара, отводимого из промежуточных камер концевых уплотнений ЦВД турбины.

Для предотвращения поступления конденсата или пароводяной среды из подогревателей ПНД1 и ПНД2 в турбину (обратным ходом) подогреватели оборудованы переливными в конденсатор (через гидрозатворы), встроенными обратными клапанами и электрическими защитами по повышению уровня конденсата в подогревателях. Применение смешивающих ПНД позволяет обеспечить стабильный подогрев до температуры насыщения в аппарате на всех нагрузках, и, как показывает опыт эксплуатации и результаты испытаний, это стабилизирует работу поверхностных подогревателей ПНД3 и ПНД4 за счет исключения их перегрузок в работе, существенно повышает надежность их работы.

Подогреватели низкого давления ПНД3 и ПНД4 поверхностного типа, камерные, вертикальные, имеют сварную конструкцию, состоящую из водяной камеры, корпуса и трубной системы из U-образных трубок, выполнены со встроенными охладителями пара. Подогреватель ПНД3 имеет встроенный охладитель конденсата греющего пара. Слив конденсата греющего пара выполнен каскадно.

Две группы ПВД, состоящих каждая из трех ПВД, включенных последовательно по питательной воде, рассчитаны для нагрева питательной воды в количестве 105% максимального расхода пара на турбину.

Подогреватели высокого давления коллекторного типа. Поверхность нагрева выполнена в виде плоских одноплоскостных спиралей из стальных трубок, привариваемых к раздающим и собирающим коллекторам. В каждом аппарате имеются выделенные зоны охлаждения пара, конденсации и охлаждения конденсата греющего пара. В ПВД6 установлен охладитель пара, охлаждающей водой которого является питательная вода, отводимая после подогревателя ПВД8.

Слив конденсата греющего пара из подогревателей – каскадный. Из ПВД6 конденсат отводится в деаэратор, при снижении нагрузки предусматривается автоматическое переключение слива конденсата из ПВД6 в конденсатор, а из ПВД7 в деаэратор.

Поддержание уровня конденсата греющего пара осуществляется автоматическими электронными регуляторами. Группа

Таблица 2.1. Параметры пара в отборах на регенерацию и турбопривод при номинальном режиме работы турбоустановки с турбинами К-300-240-3, К-500-240-4 и К-800-240-5

Потребитель пара	Давление в отборе, МПа	Температура пара, °С	Расход пара, т/ч
К-300-240-3			
ПВД8	6,25	349	64,9
ПВД7	4,00	293	95,1
ПВД6	1,56	422	37,2+1,6
Турбопривод	1,56	422	108
Деаэратор	1,03	366	14,4
ПНД4	0,50	276	37,9
ПНД3	0,23	230	23,6+6
ПНД2	0,085	114	45,6+0,8
ПНД1	0,015	-	26,5
К-500-240-4			
ПВД8	6,13	346	101,7
ПВД7	4,20	287	157,6
ПВД6	1,87	446	88,5
Турбопривод	1,19	383	97,7
Деаэратор	1,19	383	19+13,7
ПНД4	0,47	267	50
ПНД3	0,26	203	60,4
ПНД2	0,107	122	73,8
ПНД1	0,019	58,5	50,6
К-800-240-5			
ПВД8	6,05	343	175
ПВД7	3,78	286	211
ПВД6	1,64	422	107
Турбопривод	1,64	422	127
Деаэратор	1,08	385	5+15,2
ПНД4	0,59	311	91
ПНД3	0,28	231	87,6
ПНД2	0,114	147	118,3
ПНД1	0,020	60	87,6

ПВД оборудована групповым защитным устройством, которое ее отключает по питательной воде путем закрытия впускного клапана и перепуска воды помимо ПВД.

Параметры отборов пара из турбины на подогреватели системы регенерации при номинальном режиме работы даны в табл. 2.1.

Турбоустановка с турбиной К-500-240-4. Тепловая схема аналогична схеме турбоустановки К-800-240-5, но ПВД выполнены в одну нитку и поэтому несколько перегружены. Как следствие, исключен охладитель пара в ПВД7 в целях увеличения поверхности зоны конденсации. Подогреватели низкого давления ПНД1 и ПНД2 однотипны, ПНД3 и ПНД4 имеют увеличенную поверхность по сравнению с турбоустановкой 800 МВт. Турбопривод питательных насосов унифицированы, но при меньшей их мощности в установках

500 МВт подключение производится к четвертому отбору (в установке 800 МВт к третьему отбору), что повышает КПД собственно турбопривода и цикла турбоустановки.

Турбоустановка с турбиной К-300-240-3. По сравнению с установками 800 МВт схема имеет следующие отличия

подогреватель ПНД1 выполнен поверхностным, для того чтобы исключить одну ступень конденсатных насосов (в турбине относительно меньшей мощности это более обоснованно, установка дополнительных насосов с резервированием);

привод питательного насоса турбина с противодавлением; с достаточными основаниями считается, что в турбине мощностью 300 МВт, тем более на сверхкритическое давление, турбинный привод питательных насосов более предпочтителен, чем электрический. При относительно небольшой мощности (примерно 10 МВт при номинальном режиме) КПД конденсационного турбопривода был бы значительно ниже противодавленческого, а конструкция намного сложнее.

При противодавленческом турбоприводе необходима установка пускереверзных насосов, но исключается конденсатор приводной турбины

2.3 ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ МОЩНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Как видно из рис. 2.1–2.3, принципиальные схемы ряда турбин СКД одинаковы: 3ПВД+Д+4ПНД. Достаточно близки и внутренние схемы подогревателей. Косвенным признаком оптимальности схем установок СКД объединения является их близость или совпадение со схемами отечественных заводов (ХТЗ) или зарубежных фирм; если число ступеней подогрева в зарубежных схемах меньше на одну, то это для турбин с докритическим давлением.

В последнее время выдвигаются предложения по упрощению тепловых схем в целях снижения металлоемкости. Но уменьшение числа ступеней регенеративного подогрева не уменьшает суммарную поверхность теплообменников. Хотя число аппаратов может быть уменьшено, но при фиксированном подогреве питательной воды масса металла теплообменников и общие затраты на реализацию сокращенной и развитой систем регенерации отличаются незначительно, а экономичность снижается.

В установках большой мощности усложняется выполнение регенеративных подогревателей больших габаритов и обеспечение их надежности в эксплуатации. Поэтому может стать неизбежным выполнение теплообменника одной ступени подогрева в нескольких корпусах. В таких случаях рациональной может оказаться организация двух ступеней подогрева с использованием того же количества корпусов

В турбинах большой мощности возможности развития схемы регенерации и выполнения необходимого числа отборов

ограничены. Величина отборов и следовательно, размеры патрубков и трубопроводов возрастают примерно пропорционально мощности, тогда как размеры корпусов цилиндров турбины меняются относительно мало. Это затрудняет вывод отборов пара, и, для того чтобы не уменьшать число ступеней подогрева и не снижать экономичность, в турбине мощностью 1200 МВт, пришлось чередовать отборы из цилиндров низкого давления.

Отказ от какого-либо отбора в установках связан с заметной потерей экономичности и должен быть обоснован.

В каждой ступени подогрева питательная вода подогревается примерно на 30, в ПНД2 на 40, в ПНД7 примерно на 50° С. Относительно меньший подогрев, примерно на 20° С, в ПНД1. По-видимому, именно это вызвало отдельные предложения исключить подогреватель ПНД1 из схемы. Тем не менее его включение целесообразно по ряду соображений. При наличии этого отбора обеспечивается удаление части крупнодисперсной влаги перед последней ступенью. Наблюдения за состоянием последних ступеней турбины К-300-240 не показали существенного различия в эрозийном износе последней ступени потока низкого давления в ЦСД, перед которой нет отбора на ПНД1, и последними ступенями ПНД, перед которыми отбор производится, но отбор улучшает структуру потока перед решеткой диафрагмы последней ступени на участке наибольшего меридионального раскрытия проточной части и уже поэтому оправдан. Кроме того, при отказе от ПНД1 в 1,5–2 раза (в зависимости от температуры охлаждающей воды) потребовалось бы увеличить отбор на ПНД2 — наиболее нагруженный отбор. Параметры отбора на ПНД2 соответствуют первой ступени подогрева сетевой воды и другим схемам отборов для различных целей, и перегрузка его нежелательна или недопустима по условиям обеспечения надежности рабочих лопаток.

Из восьми ступеней подогрева установок СКД параметры включения части подогревателей в схему определяются общими требованиями к турбоустановке, конструкцией котла и турбины. Так, например, параметры первого отбора на ПВД8 определяются заданием температуры питательной воды, подаваемой в котел; для ПВД7 — требуемым давлением промежуточного перегрева в котле, ПВД3 — «естественным» включением отбора на перепуске пара из ЦСД в ЦНД; отбор на деаэратор характеризуется заданием давления в нем; отборы на ПНД1 и ПНД2 обоснованы выше.

Таким образом, упрощение схемы могло бы быть осуществлено только за счет исключения ПВД6 и ПНД4. Совместная эффективность этих двух ступеней подогрева составляет 0,75% (55 кДж/(кВт·ч)) от удельного расхода теплоты турбоустановки

и примерно одинакова для каждой отдельной ступени: 0,4% (30 кДж/(кВт·ч)) для ПНД4; 0,45% (35 кДж/(кВт·ч)) для ПВД6.

Эффективность ПВД6 определяется еще и тем, что он оборудован усовершенствованной схемой использования теплоты перегрева пара отбора, а ПНД4 вытесняет отбор на деаэратор с повышенным дросселированием пара.

Приведенные данные характеризуют эффективность регенеративных подогревателей и могут использоваться для оценки потерь при выходе из строя аппарата. Тем не менее известны рекомендации ряда исследовательских работ по сокращению числа подогревателей, например, до шести или семи при низких ценах топлива. Представляется, что это результат упрощенного рассмотрения условных схем, хотя и в этих работах нет явных выводов в пользу упрощенных схем.

Таким образом, структурная схема турбоустановок СКД исходя из современных представлений является наиболее оптимальной. При одинаковой структуре схемы установок отличаются внутренней схемой регенеративных подогревателей, которая за время выпуска турбин СКД подвергалась некоторым видоизменениям. Наиболее существенными являются переход к смешивающим подогревателям в зоне вакуумных отборов. Упрощены схемы использования теплоты перегрева пара отбора, различные в турбинах ЛМЗ и ХТЗ, деаэратор с постоянным давлением переведен на многих электростанциях в режим работы при скользящем давлении, проработаны и находясь в опытной эксплуатации бездеаэраторные схемы.

Охладители конденсата отборного пара предусмотрены в каждом ПВД, но эффективен по существу только охладитель в ПВД7. При расчетных разностях температур ввод его в схему повышает экономичность на 0,25% (19 кДж/(кВт·ч)), тогда как охладители всех ПВД дают прирост экономичности лишь несколько более 0,3% (22 кДж/(кВт·ч)). Охлаждение конденсата отбора необходимо для устойчивой работы регуляторов уровня подогревателей, но для ПВД8 и ПВД6 возможно перераспределение поверхностей между зонами теплообмена.

Целесообразно развить поверхность зоны конденсации за счет зоны охлаждения конденсата, уменьшив тем самым недогрев питательной воды до температуры насыщения в ПВД8, наиболее влияющей на удельный расход теплоты турбоустановки.

2.4. ПРЕИМУЩЕСТВА СТУПЕНЧАТОЙ КОНДЕНСАЦИИ

Из новых схемных решений, используемых в последние годы, следует выделить секционирование конденсационных устройств в турбоустановках СКД мощностью 500 и 800 МВт

(см. рис. 2.1 и 2.2). При незначительных затратах и усложнении конструкции конденсатора заметно повышается экономичность установок. При последовательном пропуске охлаждающей воды секции с разным давлением образуются корпусами конденсационного устройства при поперечном расположении конденсаторов или водяными камерами в продольно расположенном конденсаторе. Единственным конструктивным усложнением является устройство для перелива конденсата отработавшего пара из «холодной» секции (первой по ходу охлаждающей воды) в «горячую».

Разделение конденсатора на секции (в пределе по числу выхлопов) обеспечивает повышение экономичности, которое определяется, в частности, подогревом всего конденсата отработавшего пара до температуры конденсата в секции с наибольшим давлением и соответствующим вытеснением части отбора пара в подогреватель ПНД.

На этот положительный при всех условиях эффект накладывается влияние последней ступени, в зависимости от характеристик которой эффект ступенчатой конденсации может увеличиваться или уменьшаться. Например, в двухступенчатом конденсаторе давление в первой секции ниже, а во второй выше давления в несекционированном конденсаторе, поэтому средний (точнее, средневзвешенный, так как расходы пара потоков ЧНД и через последние ступени в общем случае могут быть не одинаковыми) КПД может оказаться выше или ниже КПД последних ступеней турбины в несекционированном конденсатором. Все эти составляющие достаточно точно учитываются детальным расчетом. Тепловые потоки и их баланс рассчитываются с высокой точностью на ЭВМ, а КПД последней ступени с рабочей лопаткой длиной 960 мм достоверен со степенью точности многочисленных к настоящему времени модельных и натурных исследований.

Эффективность ступенчатой конденсации показана на рис. 2.4. При низких температурах охлаждающей воды одноступенчатая и многоступенчатая схемы равносложны, но при повышенных и высоких температурах, а также при уменьшении ее расхода выигрыш в экономичности турбоустановки достигает 0,5%. Общий вывод из этих результатов: ступенчатая конденсация в турбоустановках СКД обеспечивает повышение экономичности, причем выигрыш возрастает с ухудшением условий охлаждения. Для современных и тем более перспективных энергоблоков характерно оборотное водоснабжение, и в том числе наиболее дорогостоящее, с помощью градирен. В настоящее время, несмотря на прогнозы, ограничения по расходу охлаждающей воды

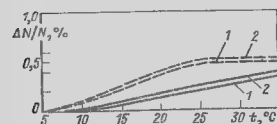


Рис. 2.4. Выигрыш в мощности турбоагрегата при многоступенчатой конденсации по сравнению с одноступенчатой в зависимости от температуры охлаждающей воды и кратности охлаждения

1 — конденсатор разделен на две секции, 2 — конденсатор разделен на три секции (сплошная линия $m=50$ штриховая — $m=40$)

для электростанций пока еще крайне редки, во всяком случае на стадии проектирования. Тем не менее крайний период раньше или позже наступит, и то, что эффект ступенчатой конденсации возрастает с ухудшением условий охлаждения, делает обязательным ее применение.

Объединение и сейчас применяет двухступенчатую конденсацию во всех новых турбоустановках. Незначительность затрат и небольшое увеличение расхода металла делают ступенчатую конденсацию рациональной при всех условиях с учетом сезонного графика температур охлаждающей воды. С уменьшением нагрузки турбины преимущество ступенчатой конденсации проявляется при более низких температурах.

Секционирование конденсаторов представляет возможности для конструктивного совершенствования оборудования турбинной установки.

Во-первых, возможно усовершенствование самого конденсационного устройства. Стоимость водоснабжения постоянно увеличивается, и, главное, ограничения по природным условиям могут привести к тому, что обычная для прошлых лет и в настоящее время кратность охлаждения $m=50-40$ уменьшится в 2 раза. Для обеспечения оптимальной скорости охлаждающей воды в трубках конденсатора должна быть также почти вдвое уменьшена поверхность теплообмена. Соответственно ухудшился бы и вакуум. Последовательный пропуск воды через корпуса конденсационного устройства, по сравнению с параллельным, позволит сохранить или увеличить поверхность конденсатора при значительном (в несколько процентов) выигрыше в экономичности.

Во-вторых, и такие проекты турбоагрегатов уже выполнены в объединении, секционирование конденсатора позволяет применить в турбине различные размеры выхлопов: в секции с пониженным давлением использовать рабочую лопатку последней ступени длиной 960 мм, а в потоках ЧНД с выходом пара в секции с повышенным давлением — лопатку длиной 755 мм. Уменьшение площади выхода пара во вторую секцию соответствует уменьшению объемного расхода пара.

2.5 Усовершенствование режимов работы турбоустановок

Турбины серии СКД предполагались и проектировались как агрегаты для базовых нагрузок. Структура генерирующих мощностей энергосистем 60-х годов позволяла рассчитывать на то, что наиболее мощные и экономичные энергоблоки СКД не будут привлекаться к регулированию электрических нагрузок. К настоящему времени проблемы, связанные с покрытием резкого графика нагрузки энергосистем, стали наиболее важными и сложными в теплоснабжении. Увеличение доли мощности АЭС и ТЭЦ, режимы гидростанций сделали необходимым использование мощных конденсационных блоков, в том числе СКД, в качестве маневренного оборудования. Разного типа специальные пиковые установки не имеют и, по-видимому, не будут иметь большого значения в решении этой проблемы.

Любая новейшая и наиболее экономичная турбина, во всяком случае в блоке на органическом топливе, будет со временем терять свое значение базовой по сравнению с более новой и совершенной и должна будет участвовать в регулировании нагрузок системы.

Кроме того, конструктивные решения, используемые в целях повышения маневренности, в большинстве случаев могут найти применение как в конструкции маневренной, так и «базовой» турбины.

Но основное решение проблемы маневренности объединение видит не только в использовании специальных конструктивных мероприятий, но и в обеспечении режимов, расширяющих регулировочный диапазон энергоблоков с сохранением достаточно высокого уровня экономичности.

Электростанциям предложены следующие режимы увеличения максимальной мощности при номинальной тепловой схеме установки;

скользящего начального давления при сниженных нагрузках,

перегрузки за счет отклонения ПВД

Из указанных режимов используются только режимы скользящего начального давления, которые уже более 10 лет стали штатными на электростанциях с энергоблоками 300 МВт с газомазутными котлами.

На блоках 800 МВт выполнен ряд работ по внедрению этих режимов.

В 1973 г. ПО ЛМЗ выпустили рекомендацию и инструкция по переводу турбин К-300-240 на режим работы со скользящим начальным давлением. В режимы работы внесено существенное усовершенствование, предусматривающее вместо традиционного «скользящего» при полном открытии всех регулирующих клапанов, снижение давления в зависимости от нагрузки при части полностью открытых клапанов. В более общем виде, для каждого режима определяются оптимальное число и степень открытия регулирующих клапанов, а также давление пара перед турбиной.

Модификация режимов при скользящем начальном давлении, получившая название «комбинированного» регулирования, может быть определена точнее как оптимизированное регулирование. Оптимизация выполняется по результатам расчетов регулирующей ступени и тепловой схемы. Достоверность результатов обоснована тем, что расчет баланса схемы учитывает все взаимосвязанные изменения в сравнении режимов скользящего, или, точнее, переменного начального давления $p_0 = \text{var}$ с постоянным $p_0 = \text{const}$, а изменения КПД регулирующей ступени были исследованы при испытаниях турбин на электростанции.

Эксплуатация энергоблоков в режимах $p_0 = \text{var}$ показала, что строгое выполнение рекомендованной оптимальной программы регулирования не может быть осуществлено из-за ряда ограничений по режимам работы котла и вспомогательного оборудования. Достаточно общими для всех блоков 300 МВт явились: снижение надежности гидродинамики котла, ограничения по нижнему пределу частоты вращения турбопривода питательного насоса, ограничения по перепаду давлений на регулятор питания котла.

Из-за указанных ограничений вынужденно повышалось давление нагнетания турбонасосного агрегата, давление в котле и соответственно давление пара перед турбиной. Это приводило к дополнительному дросселированию в регулирующих клапанах, для устранения которого была выполнена реконструкция системы парораспределения.

Чтобы при повышении давления свежего пара исключить или уменьшить потери от незначительного открытия регулирующих клапанов, была уменьшена

площадь паровпуска минимальная степень парциальности $\epsilon_{\min}$, которая выбирается по условиям надежности рабочих лопаток регулирующей ступени и при проектировании турбины К-300-240 была выбрана соответствующей впуску пара через две сопловые коробки с числом сопел по $z=16$ в каждой. Напряжения в лопатках достигают максимальных значений при $\epsilon_{\min}$ и полностью открытых соответствующих регулирующих клапанах. Многолетний опыт эксплуатации турбин свидетельствует о высокой надежности облопачивания регулирующей ступени и дал возможность повысить уровень напряжений в лопатках регулирующей ступени. Вместо минимальной парциальности, соответствующей $z=32$, был проработан и испытан вариант парораспределения с открытием первыми двух клапанов при числе сопел в сегментах $z=16+8$, при котором максимальные напряжения в лопатках возросли более чем в 1,5 раза. При этом существенно (на 10%) возрос КПД регулирующей ступени при нагрузках ниже 50%, наиболее характерных для режимов ночных провалов потребления электроэнергии. Расчеты были выполнены с использованием результатов исследований модели регулирующей ступени. Непосредственные измерения КПД ступени на электростанции недостоверны, если вообще возможны. Но изменение КПД ступени при переходе от режима работы при $z=32$ к $z=24$ можно определить из «парных» опытах по изменению температуры пара за ПВД; увеличение КПД ПВД составило $\Delta\eta=3\%$. Были учтены изменения протечек через штоки клапанов и сопоставлены режимы работы турбоустановки с парораспределением до и после реконструкции с использованием данных стендовых испытаний турбопитательного насоса.

Режимные карты эксплуатации были составлены для условия $p_{0\min}=16$ МПа. В действительности давление пара перед стопорными клапанами поддерживалось равным $p_{0\min}=19$ МПа, для чего и реконструирована система парораспределения. Сравнение экономичности конструкций парораспределения при $p_{0\min}=19$ МПа дано на рис. 2.5.

После реконструкции два сегмента с числом сопел 16 и 8, клапаны которых открываются первыми, обеспечивают режимы с расходами пара до 520 т/ч (нагрузка менее 180 МВт без дополнительных отборов пара). В этом диапазоне нагрузок снижение удельного расхода теплоты составляет 0,25—1,65%.

Если на электростанции удастся реализовать режимы при $p_{0\min}=12$ МПа, то возможно получить выигрыш в экономичности до 2,5% при нагрузках менее 100 МВт.

До реконструкции парораспределения выигрыш от применения переменного начального давления по сравнению с режимами при $p_0 \text{ const}$ составлял 2–2,2%. После реконструкции экономичность режимов глубоких разгрузок в периоды ночных провалов нагрузок повышена на 4,5%.

Этот сам по себе значительный результат имеет и другое толкование: с понижением нагрузки до эксплуатационного минимума (вплоть до 30%) экономичность уменьшается на менее чем 3% (вместо 7,5% при постоянном давлении свежего пара), при разгрузке до 40% — около 1%. Таким образом, разгрузка энергоблока не приводит к значительным пережогам топлива, не

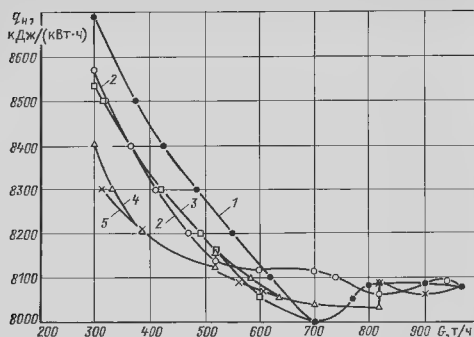


Рис. 2.5. Зависимость удельного расхода теплоты $q_{нз}$ от расхода пара для различных программ регулирования и конструктивного выполнения соплового аппарата регулирующей ступени:
1 — $p_0 = 23,5$ МПа — const, до реконструкции; 2 — $p_0 = 23,5$ МПа, после реконструкции; 3 — $p_{0\text{мин}} = 18,6$ МПа, после реконструкции; 4 — $p_{0\text{мин}} = 18,6$ МПа, до реконструкции; 5 — $p_{0\text{мин}} = 11,8$ МПа, после реконструкции

снижаются надежность и маневренность турбины, так как температурный режим зоны паровпуска изменяется незначительно.

Аналогичные результаты достигнуты в турбине типа К-800-240. Турбина относится к классу, для которого по условиям надежности считалось возможным использование только дроссельного парораспределения. Ко времени создания турбины К-800-240-1 зарубежных турбин такой мощности с сопловым парораспределением не было. Тем не менее в предвидении эксплуатации блока в переменных режимах объединением была разработана усиленная конструкция регулирующей ступени и допускалась работа при трех из четырех полностью открытых регулирующих клапанов. Хотя и относительно высокая, минимальная степень парциальности $e_{\text{мин}} = 0,67$ существенно улучшала эксплуатационные характеристики при частичных режимах. В турбине любой мощности чрезвычайно желательно иметь регулирующий клапан, пусть даже относительно небольшой пропускной способности, для улучшения приемистости (подъема мощности), особенно в режимах работы при скользящем начальном давлении.

Опыт эксплуатации и дополнительные конструктивные усовершенствования рабочих лопаток регулирующей ступени позволили уменьшить $e_{\text{мин}}$ до значения, соответствующего открытию двух клапанов.

На рис. 2.6 представлена оптимальная программа работы парораспределения турбины К-800-240, а эффективность режимов сопоставлена на рис. 2.7. Повышение экономичности достигает 5% по сравнению с первоначальным вариантом парораспределения при $p_0 = \text{const}$, и экономичность режимов глубоких разгрузок достигает экономичности номинального режима.

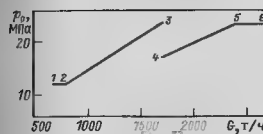


Рис. 2.6. Оптимальная программа работы парораспределения турбины К-800-240:

1 — 2 $p_0 = 11,8$ МПа, частично открыты два клапана; 2 — 3 $p_0 = \text{var}$, полностью открыты два клапана; 4 — 5 $p_0 = \text{var}$, полностью открыты два клапана; 5 — 6 $p_0 = 23,5$ МПа — const

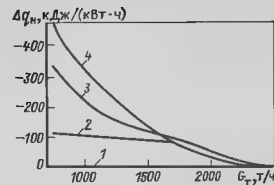


Рис. 2.7. Сравнение экономичности программ регулирования мощности турбины К-800-240:

1 — $p_0 = \text{const}$, одновременно открывается не меньше трех клапанов; 2 — $p_0 = \text{const}$, одновременно открывается не меньше двух клапанов; 3 — $p_0 = \text{var}$ при трех полностью открытых клапанах; 4 — $p_0 = \text{var}$ при двух полностью открытых клапанах

Объединение продолжает работы по совершенствованию систем парораспределения турбин, в том числе для энергоблоков, работающих на низкосортном топливе. Пока для таких блоков не освоены режимы переменного начального давления. Но и для режимов с постоянным давлением свежего пара возможно повышение экономичности за счет ввода в систему парораспределения регулирующего клапана многократного действия, через который подается пар в сегмент с уменьшенным числом сопел. Разработано устройство, позволяющее периодически открывать и закрывать этот клапан и увеличить число комбинаций, соответствующих полному открытию клапанов, с трех до пяти; это делает пологой зависимость $\eta_{кз} = f(G)$, повышает экономичность в диапазоне нагрузок от 100% до соответствующей $e_{\text{мин}} = 50-60\%$. Ниже этой нагрузки остаются неизбежными режимы при $p_0 = \text{var}$, в настоящее время освоенные только на энергоблоках с газомазутными котлами.

Для многих современных ТЭС характерными являются режимы максимальной нагрузки в дневное и вечернее время и глубоких разгрузок и пучное при непродолжительных переходных режимах. Повышение экономичности режимов низких нагрузок делает их технически и экономически приемлемыми.

Электростанция в зависимости от типового для нее графика нагрузок и возможностей оборудования может выбрать оптимальную программу регулирования и вариант парораспределения с открытием первыми двух клапанов с числом сопел в сегментах сопловых коробов, например в турбине К-300-240, $z = 16 + 8$ или $z = 16 + 16$.

Расширение верхней границы диапазона нагрузок в первую очередь возможно за счет повышения максимальной мощности турбоагрегата. На Лукомльской ГРЭС, чрезвычайно активно и инициативно работающей над совершенствованием показателей оборудования, внедрен комплекс мероприятий, совместно с объединением ЛМЗ, ЛПЭО «Электросила», ПО ТКЗ

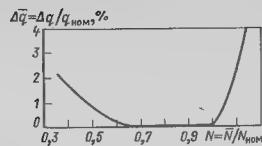


Рис. 2.8. Изменение экономичности турбины К-300-240 в регулировочном диапазоне

3.1 ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТУРБОУСТАНОВОК

Основой любой турбоустановки являются паровая турбина (в комплекте с оборудованием систем автоматического регулирования, управления и защиты, а в последнее время и диагностики; систем смазки, уплотнений, парораспределения, гидродня роторов, фундаментными рамами), электрический генератор с возбудителем и системами газоохлаждения и уплотнения ротора маслом.

В состав турбоустановки помимо турбины и генератора входят: конденсаторная группа с системами воздухоудаления из конденсаторов, шариковой очистки труб и циркуляционной (охлаждающей) воды; система регенеративного подогрева питательной воды, включающая подогреватели низкого и высокого давления, деаэрационную установку, конденсатные и перекачивающие насосы, охладители пара и дренажа, сливные баки; питательные насосы с турбинным или электрическим приводом; система сброса пара в конденсатор из котла и трубопроводов; трубопроводы с запорно-регулирующей арматурой, система дренажей, площадки обслуживания.

В табл. 3.1 приведены основные характеристики турбоустановок СКД ЛМЗ мощностью 300, 500, 800 МВт последних модификаций, а в таблицах 3.2 и 3.3 — состав и некоторые технические характеристики оборудования этих турбоустановок.

Турбоустановки СКД ЛМЗ мощностью 300, 500 и 800 МВт более ранних выпусков имеют ряд отличий от приведенных здесь как по тепловой схеме, так и по составу оборудования. В частности, например, в турбоустановках, выпускавшихся до начала 80-х годов, все ПНД были поверхностного типа, тогда как в последних модификациях турбоустановок в качестве ПНД2 и (или) ПНД1 используются подогреватели смешивающего типа, что позволило примерно на 0,5% поднять экономичность турбоустановок. В последние годы начали применяться трубопроводы, рассчитанные на срок службы до 200 тыс. ч, тогда как до этого все трубопроводы были рассчитаны на 100 тыс. ч эксплуатации. В связи с этим изменился сортмент применяемых труб и других конструктивных элементов трубопроводов.

Так как изменения подобного рода производились и производятся систематически, постоянно, то в этой книге они не рассматриваются.

и Южтепэнерго, позволивших повысить номинальную электрическую нагрузку на 8–10% (до 330 МВт).

Для этого была повышена пропускная способность сегментов сопла увеличением числа каналов группы ступеней ЦВД и первой ступени ЦСД, доступным разворотом выходных кромок сопловых лопаток диафрагм. Этот результат может быть распространен на другие блоки 300 МВт с турбинами ЛМЗ, но важно помнить, что экономичность режимов при низких нагрузках снижается и электростанция должна определить минимум с учетом фактического графика нагрузок.

Радикальным средством получения пиковой мощности и расширения регулировочного диапазона является, по нашему мнению, отключение ПВД. Объединение всегда предусматривает в конструкциях турбин возможность их перегрузки. При проектировании ЦНД турбин 300, 1200 и 1000 МВт (для АЭС) учтены требования их последующей перегрузки примерно в 1,5 раза для создания серии турбин на базе унифицированного ЦНД или перегрузки различными способами.

Среди энергоблоков наиболее подготовлены для перегрузки отключением ПВД блоки 300 МВт. Возможность увеличения максимальной мощности до 360 МВт были определены и проверены экспериментально. Только недостаточная мощность тягодутьевых машин котла не позволила получить возможную перегрузку. Примечательно, что значительно более сложные для разработки и осуществления методы перегрузки продолжают прорабатываться научными организациями, некоторые из них доведены до стадий технических и даже рабочих проектов. Для осуществления отключения ПВД проработаны практически все компоненты, доработка по отдельным узлам энергоблока не потребовала бы значительных затрат и сроков; отсутствуют доводы против применения этого способа, который тем не менее до настоящего времени не реализован ни одной электростанцией.

В масштабах значительной суммарной установленной мощности блоков 300 МВт с турбинами ЛМЗ отключение ПВД позволит получить несколько миллионов киловатт пиковой мощности.

Отключение ПВД в сочетании с оптимизированными программами регулирования придаст блокам СКД качества высококачественного экономичного блока (рис. 2.8). Отношение $N_{\text{мин}}/N_{\text{макс}} \approx 0,3$ для блоков 300 МВт, около 0,4 для блоков 800 МВт. При характерной для большинства энергосистем степени неравномерности 0,6 в системах с суммарной мощностью блоков СКД, достигающей 50% мощности системы, проблемы переменных нагрузок решались бы без привлечения специального энергооборудования для пиковых нагрузок.

Таблица 3.1 Технические характеристики турбоустановок СКД ЛМЗ

Параметр	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Тип турбины	Одновальная, конденсационная, с однократным промежуточным перегревом пара и регулируемые отборами пара		
Мощность генератора, МВт:			
максимальная	314	535	850
номинальная	300	525	800
Параметры свежего пара перед стопорными клапанами ЦВД:			
давление, МПа	23,5	23,5	23,5
температура, °С	540	540	540
Параметры вторично перегретого пара перед клапанами ЦСД:			
давление, МПа	3,66	3,48	3,43
температура, °С	540	540	540
Давление в конденсаторе, кПа	3,43	3,48	3,43
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	12	12	12
Максимальная пропускная способность проточной части ЦВД, т/ч	975	1650	2650
Номинальный расход пара, т/ч	930	1650	2450
Количество отборов пара на регенеративные подогреватели и приводные турбины питательных насосов	8	8	8
Температура питательной воды, °С	278	276	274
Расчетная удельная расход теплоты (брутто) на выработку электроэнергии при номинальных расходе пара через ЦВД и параметрах свежего пара без дополнительных отборов пара сверх регенерации, кДж/(кВт·ч) (ккал/(кВт·ч))	7710 (1840)	7626 (1820)	7647 (1825)
Высота отметки обслуживания, м	9	10,2	11,4
Высота подкрановых путей, м	19,1	21,1	21,3

Примечание К — новка турбоагрегата в машзале поперечная.

Таблица 3.2. Перечень основного комплектующего оборудования турбоустановок СКД ЛМЗ

Оборудование	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Турбина паровая	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Конденсатор	300КПС-3(4)	500КПС-4	800КПС-5
Генератор	ТВВ-320-2	ТВВ-500-2ЕУЗ	ТВВ-800-2ЕУЗ
Питательный насос	ПН-1135-340	ПТНА-950-340-11	ПН-1500-350
Бустерный насос	ПД-650-160	ПД-1600-180-2а	ПД-1600-180М
Питательный электронасос	ПС-600-300-2	—	—
Приводная турбина питательного насоса	К-11-15/ЗП (ОР-12ПМ)	К-11-10П (ОК-18ПУ-500)	К-17-15П (ОК-18ПУ-800)
Эжектор водоструйный основной	ЭВ-7-1000	ЭВ-7-1000	ЭВ-7-1000

Продолжение табл. 3.2

Оборудование	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Эжектор водоструйный пусковой и вспомогательный	ЭВ-1-230	ЭВ-1-230	ЭВ-1-230
Насос эжекторной установки	Д-2500-45	Д-3200-75	Д-3200-75
Насос замкнутой системы газоохлаждения генератора	Д-1000-40	Д-2000-34	Д-5000-32
Охладитель контура газоохлаждения	ОВ-140М	ОВ-700-1	ОВ-700-1
Маслоохладитель системы смазки турбины	М-2407 *	М-540	М-540
Насос системы регулирования	НВР-45-36	НВР-50-36/72	НВР-50-36/72
Маслоохладитель системы уплотнения генератора	МОВ-3	МОВ-3М	МОВ-3М
Маслонасосы	ЦНСМ-38-110 ЦНСМ-38-176	12КМ-15 12КМ-20	12КМ-15 12КМ-20
Система регенеративного подогрева питательной воды	ПС-115	ПС-220-1	ПС-220-2
Охладитель пара уплотнений	ПН 550-26-2-IV нж ПНСВ-800-2	ПНСВ-2000-1 ПНСВ-2000-2	ПНСВ-2000-1 ПНСВ-2000-2
Подогреватели низкого давления:	ПНД № 1 (П ₁) ПНД № 2 (П ₂) ПНД № 3 (П ₃) ПНД № 4 (П ₄)	ПН 550-26-7-П нж ПН 1100-25-6-1 ПН 850-25-6-1 В-761	ПНСВ-2000-1 ПНСВ-2000-2 ПН 1900-32-6-П ПН 1900-32-6-П В-768
Пароохладитель	—	—	—
Подогреватели высокого давления:	ПВД № 6 (П ₆) ПВД № 7 (П ₇) ПВД № 8 (П ₈)	ПВ 1250-380-45 ПВ 1700-380-45 ПВ 1550-380-70	ПВ 1800-37-2,0 ПВ 1800-37-4,5 ПВ 1800-37-6,5 ОКГ-35-25-13
Охладитель конденсата	ОГ-35-16-14	ОКГ-35-25-13	ОГ-35-16-14
Конденсатный насос I ступени	Ксв-500-85	Ксв-1150-90	Ксв-1000-95
Конденсатный насос II ступени	Ксв-500-150	Ксв-1250-45	Ксв-1000-95
Конденсатный насос III ступени	—	Ксв-1500-140	Ксв-1500-140
Фильтр охлаждающей воды	ФС-400-1	ФС-600-0,6-3	ФС-600-1
Клапан сбросной	По чертежам ЛМЗ КП 200/400	По чертежам ЛМЗ КП 200/400	По чертежам ЛМЗ
Клапан предохранительный	—	—	—
Клапан-регулятор по-	6с-9-2	6с-9-2	6с-8-1

Оборудование	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
даши пара на уплотнения			
Клапан-регулятор уровня в конденсаторе	KP-300	KP-500	KP-500
Клапан регулирующий ПВД и ПВД	T-1366c	T-116c исп. 03	
Клапан регулирующий ПВД	T-1416c		
Клапаны обратные	KOCM 600-1 KOC 250-IV	KOC 1000-IM6.3 KOC 600-IM10 KOC 600-IM63 KOCM-600-1 KOC-400-IM40 KOCM-350-1 KOC-250-IM100	KOC 1000-IM6.3 KOC 800-IM10 KOC-600-IM63 KOC-600-2M10 KOC-400-IM400 KOC-300-IM100 KOC-600-IV

Таблица 3.3 Основные характеристики питательных и бустерных насосов и приводных турбин

Характеристика	К-300-240	К-500-240	К-800-240
Тип питательного насоса	ПН-1135-340	ПГНА-950-340 II	ПН-1500-350
Производительность, м ³ /ч	1135	950	1500
Давление в напорном патрубке, МПа	33,34	33,34	34,3
Давление на всасывающем патрубке, МПа	1,8	1,9	1,9
Температура питательной воды, °С	165	165	165
Номинальная частота вращения ротора, мин ⁻¹	6000	5400	4700
Тип бустерного насоса	ПД-650-150	ПД-1600-180-2а	ПД-1600-180М
Производительность, м ³ /ч	650	1000	1600
Давление в напорном патрубке, МПа	2,1	2,0	2,3
Давление во всасывающем патрубке, МПа	0,7	0,7	0,7
Номинальная частота вращения ротора, мин ⁻¹		1910	1890
Тип приводной паровой турбины	P-11-15/3П	K-11-10П	K-17-15П
Номинальная мощность турбины, МВт	11,8	11,35	17,15

Характеристика	К-300-240	К-500-240	К-800-240
Начальные параметры пара			
давление, МПа	1,47	1,01	1,44
температура, °С	426	377	432
Давление отработанного пара, кПа	240	4,76	6,86
Расход пара, т/ч	108,5	53,23	72,7
Частота вращения ротора, мин ⁻¹	4990	4600	4665

3.2. КОМПОНОВКА ТУРБОУСТАНОВОК

Тип компоновки турбоустановок в машинном зале электростанции выбирается исходя из условий обеспечения необходимой надежности эксплуатации электростанции и минимальных затрат на оборудование и капитальное строительство, минимальной длины трубопроводов между оборудованием паротурбинной и котельной установок, обеспечения рациональных условий монтажа и ремонта оборудования, предельной длины мостового подъемного крана необходимой грузоподъемности, ограничивающей ширину пролета машинного зала.

На основе этих соображений для турбоустановок К-300-240 выбрана поперечная компоновка, при которой ось валопровода турбоагрегата расположена поперек машинного зала. Общая длина турбины — с генератором и возбудителем составляет 37,4 м. Ширина пролета машинного зала — 45 м. Пол машинного

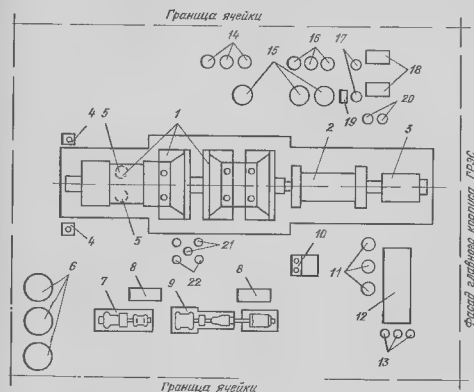


Рис 3.1. Схема компоновки турбоустановки К-300-240 (план)

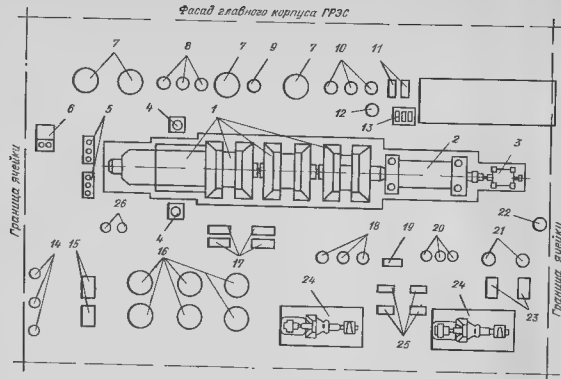


Рис. 3.2. Схема компоновки турбоустановки К-800-240 (план)

зала расположен на отметке 0,6 м; площадки обслуживания турбины — на отметке 9,6 м (9 м над уровнем пола); пол конденсаторного пряника — на отметке 3,0 м.

План компоновки оборудования турбоустановки К-300-240 показан на рис. 3.1. Турбоагрегат, состоящий из турбины 1, генератора 2 и возбуждителя 3 установлен на едином фундаменте так, что ЦВД турбины расположен со стороны, примыкающей к деаэрационной этажерке, а генератор — со стороны фасада главного корпуса ГРЭС.

По обе стороны от переднего подшипника ЦВД турбины установлены блоки 4 стопорных и регулирующих клапанов ЦВД, а в районе среднего подшипника между ЦВД и ЦСД — стопорно-регулирующие клапаны 5 цилиндра среднего давления.

Справа от турбоагрегата, если смотреть вдоль турбоагрегата со стороны переднего подшипника ЦВД, вдоль деаэрационной этажерки установлены три подогревателя высокого давления 6. С этой же стороны турбины расположены питательный насос с турбоприводом 7 и пускорезервный питательный электронасос 9, подъемные насосы эжекторов 8, маслястояния 10 системы регулирования и маслобак 12 системы смазки, маслоохладители 11, основные и резервные масляные насосы 13 системы смазки, водоструйные эжекторы 21 и 22.

Слева от турбоагрегата размещаются конденсатные насосы первой 14 и второй 16 ступеней, подогреватели низкого давления 15, салыниковый подогреватель 19, газохладители генератора 17, насосы подачи воды на газохладители 18, фильтры очистки охлаждающей воды 20.

Компоновка турбоустановки К-800-240 показана на рис. 3.2.

Одновалный турбоагрегат, состоящий из турбины 1, генератора 2 и возбуждителя 3, расположен на общем фундаменте вдоль машинного зала.

С правой стороны турбоагрегата, если смотреть со стороны ЦВД, размещены сетевые подогреватели 14, насосы охлаждающей воды маслоохладителей 15, две группы подогревателей высокого давления 16, вакуумные насосы 17, конденсатные насосы первой ступени 18, маслобак 19 системы смазки, маслоохладители 20, газохладители 21, конденсационный бак 22, насосы охлаждающей воды 23 газохладителей, два питательных насоса с турбоприводами 24, конденсатные насосы 25 турбоприводов.

С левой от турбоагрегата стороны (ближе к фасаду главного корпуса) размещены маслястояния 6 системы регулирования, подогреватели низкого давления 7, конденсатные насосы второй 8 и третьей 10 ступеней, салыниковые подогреватели 9 и 12, насосы 11 системы охлаждения статора генератора, масляные 13.

По обе стороны от турбины расположены блоки стопорных и регулирующих клапанов 5 ЦВД, а также защитные и регулирующие клапаны 4 ЦСД.

В отличие от описанных здесь типовых схем компоновки турбоустановок на отдельных электростанциях некоторые виды оборудования могут располагаться иначе.

Сборочные и монтажные, а также ремонтные работы на турбоустановках выполняются с помощью питательных кранов грузоподъемностью до 125 т и козловыми кранами грузоподъемностью до 3—5 тс.

Компоновка турбоустановки К-500-240-4 аналогична компоновке турбоустановки К-800-240-5 и здесь не рассматривается.

Турбины и генераторы мощностью 300, 500 и 800 МВт устанавливаются на сборно-монолитных железобетонных фундаментах рамного типа. Фундаментные чугунные или стальные сварные плиты турбины после установки на верхнем поясе фундамента заливаются бетоном.

3.3 МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ТУРБИН СКД

Для изготовления паровых турбин и другого оборудования турбоустановок СКД применяются жаропрочные, нержавеющие и конструкционные стали разных марок, сплавы на основе меди, олова, никеля.

Ниже приводятся марки материалов, применяемых для изготовления наиболее ответственных деталей паровых турбин СКД ЛМЗ:

Деталь	Марка материала
Роторы:	
РВД	P2MA
РСД	P2MA
РНД	35XНЗМФАР (вал), 34XНЗМА, 34XН1МА (диски)
Рабочие лопатки:	
ЦВД	18X11МНФБ-Ш, 15X11МФ-Ш, 20X13-Ш
ЦСД	18X11МНФБ-Ш, 20X13
ЦНД	15X11МФ-Н, 20X13

Бандажи рабочих лопаток	18Х11МНФБ-Ш, 15Х11МФ-Ш
Корпуса	
наружный ЦВД	15Х1М1ФЛ
внутренний ЦВД	15Х1М1ФЛ
наружный ЦСД	15Х1М1ФЛ
ЦНД	ВСГЗГлс4
Коробки стопорных клапанов ЦВД	15Х1М1ФЛ
Коробки регулирующих клапанов ЦВД	15Х1М1ФЛ
Диафрагмы	
ЦВД	15Х1МФ, 12МХ
ЦСД	12Х1МФ, 12МХ
ЦНД	чугун СЧ30
Направляющие лопатки	
ЦВД	18Х11МНФБ-Ш, 15Х11МФ
ЦСД, ЦНД	18Х11МНФБ-Ш, 15Х11МФ, 12Х13
Сопловой аппарат ЦВД ЦСД	18Х11МНФБ Ш
Крепление ЦВД и ЦСД для работы в зоне высоких температур	20Х1М1Г1ТР

Качество материалов, применяемых для изготовления деталей, подтверждается проверкой соответствия партий материалов требованиям стандартов, техническим условиям и требованиям чертежей, сертификатами предприятий—изготовителей металла и заготовок, а также контрольными испытаниями этих материалов на ЛМЗ

Глава четвертая

ПРОТОЧНЫЕ ЧАСТИ И КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИН

4.1 ЕДИНИЧНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИН

Одним из основных факторов, определяющих возможность создания турбины максимально возможной (предельной) единичной мощности, является суммарная площадь выхода, и как ее составляющая—длина лопатки последней ступени ЦНД.

В процессе проектирования и отработки последних ступеней и ЦНД в целом был решен ряд важных и сложных проблем динамической прочности облопачивания и газодинамики потока, предотвращения эрозии, оптимизации работы в требуемом диапазоне режимов выхлопных патрубков

На основе этих работ был создан унифицированный ЦНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной 960 мм.

Используя унифицированный ЦНД, ЛМЗ разработал серию турбин сверхкритических параметров пара номинальной мощностью 300, 525 и 800 МВт с соответствующим количеством ЦНД полтора (три выхлопа), два и три.

Эти турбины имеют промежуточный перегрев пара, а потому—выделенные ЦСД и ЦВД. Последним модификациям турбин указанной мощности присвоены наименования К-400-240-3, К-500-240-4 и К-800-240-5. Количество отдельных цилиндров соответственно три, четыре и пять.

Учитывая общепринятое мнение, что в настоящее время максимальным количеством цилиндров в турбине является пять, достаточно высокая аэродинамическая нагрузка облопачивания, применение ЦНД с лопаткой последней ступени длиной 960 мм позволяли спроектировать одновальную турбину мощностью не более 870—900 МВт. Максимальная мощность турбины К-800-240-5 при отсутствии дополнительных отборов пара на общие нужды составляет 850 МВт.

Дальнейшее увеличение единичной мощности одновальной паровой турбины для работы с глубоким вакуумом в конденсаторе, принятым в нашей стране, требует применения ЦНД с большей площадью выхлопа, т. е. с большей длиной лопаток последней ступени и большим наружным диаметром вала ротора.

В настоящее время ЛМЗ разработал и изготавливает для работы в составе быстроходных турбин большей мощности унифицированный цилиндр низкого давления с рабочей лопаткой последней ступени длиной 1200 мм. На базе этого ЦНД планируется создание турбины мощностью 850 МВт с двумя ЦНД с возможностью работы при глубоком вакууме в конденсаторе, а также новых типов паровых турбин мощностью от 300 до 550 МВт. Изготавливается лопатка длиной 1200 мм из титанового сплава. Модификацией этого цилиндра является ЦНД, имеющий рабочие лопатки последней ступени длиной 1000 мм, изготавливаемые из высокопрочной стали.

Аналогично серии турбин, созданных на базе ЦНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной 960 мм, на базе ЦНД с лопаткой длиной 1200 мм могут быть созданы одновальные быстроходные турбины мощностью 1300—1500 МВт.

Применение титановых сплавов в качестве материала для рабочих лопаток последних ступеней ЦНД исследуется на ЛМЗ длительный период. В настоящее время наработка диска с титановыми лопатками длиной 960 мм в составе турбин типа К-300-240 достигла 200 тыс. ч. Принципиально возможно создание конструкции ЦНД для быстроходных турбин с рабочими лопатками последней ступени и большей длины (примерно 1400—1500 мм). Это позволит в дальнейшем повысить единичную мощность одновальных паровых турбин или сократить количество применяемых в настоящее время

ЦНД при сохранении достигнутого уровня мощности и экономичности.

Ниже приводится характеристика последних ступеней ЦНД мощных турбин ЛМЗ:

Длина рабочей части, мм	960	960	1000	1200
Средний диаметр, мм	2480	2480	2800	3000
Торцевая площадь, м ²	7,48	7,48	8,8	11,3
Материал	Сталь	Титановый сплав	Сталь	Титановый сплав
Масса лопатки с хвостовиком, кг	11,6	6,9	21,6	16,51
Максимальная окружная скорость, м/с	540	540	597	660

4.2 ЭКОНОМИЧНОСТЬ

На экономичности турбоустановки в первую очередь сказываются используемые начальные параметры пара, наличие или отсутствие промежуточного перегрева и его параметры, совершенство лопаточного аппарата и проточных частей цилиндров в целом.

Начальные параметры пара и промежуточный перегрев. Повышение начальных параметров пара является одним из основных средств повышения экономичности турбоустановки. Так, переход с параметров 2,8 МПа и 400°С, применявшихся до 1946 года, на 8,8 МПа и 500°С позволил повысить экономичность турбоустановок на 17%, с 8,8 МПа и 500°С на 8,8 МПа и 535°С — на 4,8%; с 8,8 МПа и 535°С на 12,7 МПа и 565/565°С — на 10%, с 12,7 МПа и 565/565°С на 23,5 МПа и 565/565°С — на 4% по сравнению с предшествующей ступенью параметров.

В последних двух случаях повышение начальных параметров пара сопровождалось введением промежуточного перегрева также из-за необходимости получения допустимой влажности последней ступенью.

Вопрос о целесообразности дальнейшего повышения параметров пара, например до 29,4—34,3 МПа и 600—650°С и введения двукратного промежуточного перегрева пара на сегодня не имеет однозначного решения. С одной стороны, это дает возможность увеличить экономичность энергоблоков еще примерно на 5% (хотя и не столь значительно, как это было при переходе с 8,8 МПа на 23,5 МПа с введением однократного промперегрева пара). С другой стороны, переход на такие параметры и двукратный промперегрев требует применения сталей аустенитного класса, более дорогих и дефицитных, чем применяемые сейчас перлитные стали, приводит к усложнению конструкции, условий эксплуатации энергоблоков, некоторому снижению их надежности.

В зарубежной энергетике в связи с повышением стоимости топлива в последние годы вновь начали обсуждать вопрос о целесообразности сооружения энергоблоков на 34,5 МПа и 650°С, однако в практике зарубежной энергетике все более укрепляется тенденция массового применения блоков на 16,7 МПа и 540°С с одним промперегревом как имеющих наиболее высокий уровень надежности, высокую маневренность и достаточно высокий среднегодовой уровень экономичности, близкий к среднегодовой экономичности блоков на 21,6—24,5 МПа.

Таким образом, вопрос о повышении параметров пара энергоблоков СКД требует дальнейшего детального анализа всех аспектов этой проблемы — экономичности, надежности, маневренности, качества и стоимости материалов, вида топлива, затрат труда в отраслях народного хозяйства (металлургии, энергомашиностроении, энергетике, топливдобывающей и т. д.), и на ближайшие 10—15 лет для серийных турбин нельзя ожидать увеличения начальных параметров пара по давлению более 23,5 МПа, по начальной температуре и температуре промежуточного перегрева более 540—565°С.

Совершенствование лопаточного аппарата и проточной части. Активный тип облопатчивания является традиционным для ЛМЗ. Уже в конце 50-х годов начинается создание, отработка, применение наиболее совершенных аэродинамически отработанных профилей с исключением из практики применения менее совершенных. Потери в сопловых решетках доведены примерно до 1,5—2%, рабочих до 2—3,5% при малой чувствительности к углу натекания потока пара.

Сопловые лопатки с $D_{ср}/l < 10$ выполняются переменного сечения с выдерживанием оптимального относительного шага по высоте.

Использование отработанных профилей и закрутки повысило КПД ЦВД и ЦСД. Большой объем работ проведен по отработке проточной части ЦНД с лопатками 960, 1000 и 1200 мм, как на моделях, так и в натурных отсеках на специальных стендах.

Сегодня можно сказать, что уровень газодинамической отработки элементов проточных частей паровых турбин настолько высок, что ожидать сколько-нибудь существенного повышения экономичности турбин путем их совершенствования было бы неоправданным.

Основной резерв повышения экономичности проточных частей лежит в улучшении согласования характеристик решеток профилей на основе уточненного расчета пространственного потока пара, совершенствования уплотнений внутри проточной части и концевых уплотнений, повышения качества изготовления деталей¹. Некоторое повышение экономичности может

быть получено совершенствованием входных и выходных патрубков цилиндров и улучшением организации отборов пара.

Основным резервом повышения экономичности турбоустановок является совершенствование теплообменных аппаратов, запорно-регулирующей арматуры, снижение сопротивления пром-перегревателя котла, трубопроводов и, конечно, повышение уровня эксплуатации, который, как показывает опыт эксплуатации однопоточных турбоустановок на различных электростанциях, является существенным фактором повышения экономичности турбоустановок в целом.

4.3. КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ЦВД

Проточные части ЦВД турбин СКД мощностью 300, 500 и 800 МВт имеют традиционную для ЛМЗ петлевою конструкцию. Проточная часть разделена на два потока. Пар подводится в среднюю часть цилиндра и направляется в сторону переднего подшипника через регулируемую ступень и пять нерегулируемых ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем поток поворачивается на 180°, направляется по пространству между внутренним и наружным корпусами и поступает в проточную часть, состоящую из шести ступеней.

Такая конструкция обеспечивает разгрузку ротора ЦВД от осевого парового усилия без большого думписа, уменьшает протечку пара через переднее концевое уплотнение, улучшает прогрев и повышает тем самым маневренность турбины.

Высоты рабочих лопаток и корневые диаметры ступеней ЦВД приведены в табл. 4.1.

Проточная часть ЦВД турбины К-800-240-5 представлена на рис. 4.1.

Для обеспечения высокой экономичности проточных частей для решеток использованы только аэродинамически отработанные профили. Отработка выполнялась не только на плоских и кольцевых решетках, но и на модельных ступенях и от ах в экспериментальных установках.

В связи с увеличенной мощностью ступеней проточной части ЦВД турбин мощностью 800 МВт созданы и аэродинамически отработаны усиленные профили направляющих лопаток.

Во всех турбинах применено сопловое парораспределение, в том числе и в турбине мощностью 800 МВт, несмотря на то, что мощность ее регулирующей ступени достигла примерно 45 МВт. Это потребовало специальных конструктивных решений по обеспечению высокой надежности работы такой ступени.

Рабочие лопатки всех ступеней проточных частей ЦВД имеют накладные бандажи. В последних модификациях турбин применены высокоэффективные надбандажные уплотнения, со-

Таблица 4.1. Рабочие лопатки ступеней проточных частей ЦВД (мм)

Номер ступени	К-300-240-3		К-500-240-4		К-800-240-5	
	Длина рабочей части	Корневой стр	Длина рабочей части	Корневой диаметр	Длина рабочей части	Корневой диаметр
1	25	1075	40	1060	40	1060
2	47	810	64	836	94	836
3	50	810	70	836	104	836
4	54	810	78	836	114	836
5	58	810	86	836	124	836
6	64	810	94	836	134	836
7	62	865	96	836	146	836
8	68	865	108	836	156	836
9	75	865	122	836	172	836
10	79	865	134	836	180	836
11	88	865	146	836	188	836
12	104,5	865	156	836	206	836

стоящие из удлиненных усиков на бандажах и надбандажных вставок корытообразной формы, устанавливаемых в статорных частях. Удлиненный усик на бандаже и охватывающие его с перекрышей усик вставки образуют высокоэффективное лабиринтовое уплотнение при сравнительно больших радиальных зазорах по усикам. Такая конструкция уплотнений позволяет избежать задеваний при пусках и остановках турбин, сохранить первоначально установленные зазоры и тем самым обеспечить неизменную экономичность ступеней в процессе эксплуатации. Кроме того, увеличенные радиальные зазоры позволяют избежать низкочастотной вибрации роторов ЦВД, повышая пороговую мощность.

Все вышеуказанные мероприятия позволили получить высокий коэффициент полезного действия ЦВД, что подтверждается неоднократными испытаниями на электростанциях.

Проточные части ЦВД перечисленных турбин имеют отбор пара за девятой ступенью на регенеративный подогреватель ПВД8.

4.4. КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ЦСД

Конструкция проточной части среднего давления турбины мощностью 300 МВт—однопоточная, имеет 12 ступеней, размещена в одном цилиндре с одним потоком проточной части низкого давления. Дальнейшее повышение мощности однопоточных турбин в связи с необходимостью пропуска увеличенного количества пара потребовало разработки и применения двухпоточных конструкций проточных частей.

Проточная часть ЦСД турбин мощностью 500 и 800 МВт имеет два потока. В каждом потоке ЦСД турбины 500 МВт

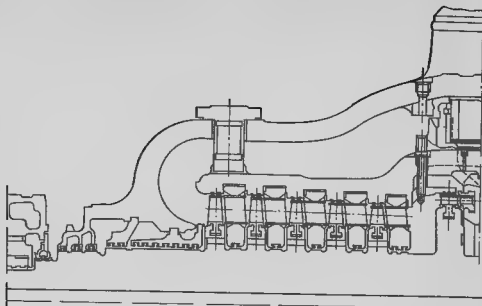


Рис. 4.1 Проточная часть ЦВД турбины

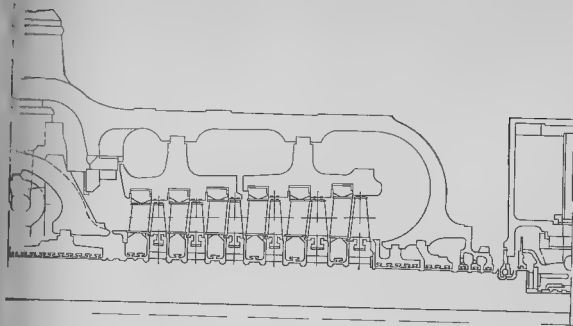
Таблица 4.2. Рабочие лопатки ступеней проточных частей ЦСД (мм)

Номер ступени	К-300-240-3		К-500-240-4		К-800-240-5	
	Длина рабочей части	Корневой диаметр	Длина рабочей части	Корневой диаметр	Длина рабочей части	Корневой диаметр
1	97	1057	90	1057	110	1175
2	115	1057	106	1057	130	1175
3	137	1057	122	1057	155	1175
4	155	1057	140	1057	164	1175
5	167	1055	167	1055	205	1174
6	195	1055	195	1055	220	1174
7	225	1055	225	1055	264	1174
8	252	1055	252	1055	315	1174
9	297	1055	297	1055	390	1174
10	334	1055	334	1055	—	—
11	369	1054	369	1054	—	—
12	429	1054	—	1054	—	—

расположено по 12 ступеней, турбины 800 МВт — по девять ступеней (табл. 4.2).

В облопачивании частей среднего давления также применены высокоэффективные, аэродинамически отработанные профили. Типовые ступени проточных частей среднего давления прошли аэродинамическую отработку в экспериментальных установках.

На рабочих лопатках всех ступеней, где по условиям прочности допустимо применение накладных бандажей, установлены бандажки с усиками. Надбандажные уплотнения ана-



К 800-240-5

логичны надбандажным уплотнениям, примененным в ЦВД. Рабочие лопатки в ступенях турбины 800 МВт имеют уплотнения у корня в виде горизонтальной площадки на промтепе хвостовика рабочих лопаток и усика, вставленного в выступ диафрагмы. В ступенях турбины 500 МВт по рекомендации МЭИ применена конструкция корневого уплотнения, обеспечивающая направленный подсос диафрагменной утечки в прикорневую зону потока.

Типовая ступень ЦСД турбины К-500-240-4 показана на рис. 4.2. Проточная часть ЦСД турбины К-800-240-5 показана на рис. 4.3.

Для повышения экономичности проточных частей ЦСД и ЦВД, имеющих цельнокованные роторы, в дисках роторов выполняются разгрузочные отверстия с профилированным, в соответствии с выполненными исследованиями, входным участком.

Для уменьшения потерь во входных и выходных патрубках в процессе разработки конструкции выполнена их аэродинамическая отработка.

Из проточных частей ЦСД организованы следующие отборы пара:

за третьей ступенью в турбине К-800-240-5 — на питание турбопривода питательных насосов и регенеративный подогреватель ПВД6; в турбине К-500-240-4 — только регенеративный подогреватель ПВД6;

за четвертой ступенью в турбине К-300-240 — на питание турбопривода питательного насоса и регенеративный подогреватель ПВД6;

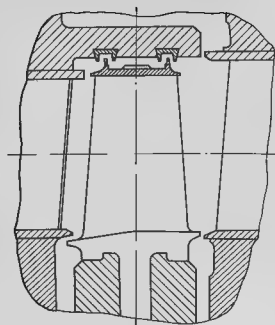
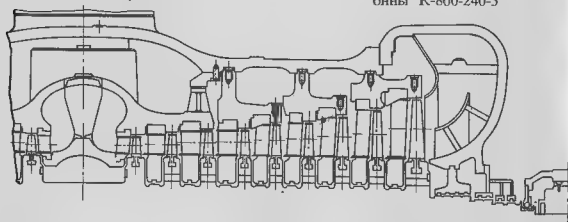


Рис. 4.2. Типовая ступень проточной части ЦСД турбины К-500-240-4

Рис. 4.3. Проточная часть ЦСД турбины К-800-240-5



за пятой ступенью — на деаэратор в турбине К-800-240-5; в турбине К-500-240-4 — на деаэратор и питание турбоприводов питательных насосов;

за шестой ступенью в турбине К-300-240-3 — на деаэратор; на питание регенеративного подогревателя ПВД4 за седьмой ступенью в турбине К-800-240-5 и за девятой ступенью в турбинах К-300-240-3 и К-500-240-4.

4.5. КОНСТРУКЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ УНИФИЦИРОВАННОГО ЦНД

Проточная часть ЦНД — двухпоточная, имеет по пять ступеней в каждом потоке. Высоты рабочих лопаток и их корневые диаметры приведены в табл. 4.3.

Для повышения экономичности проточной части верхний и нижний меридиональные обводы выполнены плавными. Верхний обвод формируется наклонными поверхностями диафрагм и косыми бандажами ступеней с первой по четвертую, в тело которых вынесены демпферные проволоочные связи.

Таблица 4.3. Рабочие лопатки ступеней проточной части унифицированного ЦНД турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт (мм)

Номер ступени	Длина рабочей части (по горлу решетки)	Корневой диаметр
1	249	1251
2	310	1301
3	414	1371
4	600	1455
5*	960	1520

* Ступень имеет две проволоочные демпферные связи

Дополнительная отстройка облапачивания ступеней ЦНД позволила снизить количество демпферных связей, а вынос верхних проволок за пределы проточной части привел к существенному уменьшению их количества в проточной части и повышению экономичности.

В рабочих лопатках первых четырех ступеней демпферные связи в проточной части отсутствуют, рабочие лопатки пятой ступени имеют две демпферные связи в проточной части. Над рабочими лопатками всех ступеней диафрагмы имеют козырьки, в которых располагаются усики радиального надбандажного уплотнения. Верхний меридиональный обвод диафрагмы и рабочих лопаток пятой ступени выполнены с возможностью обеспечения осевого выхода потока.

Входной патрубок ЦНД турбины мощностью 300 МВт имеет два входа. Более нагруженные патрубки турбин

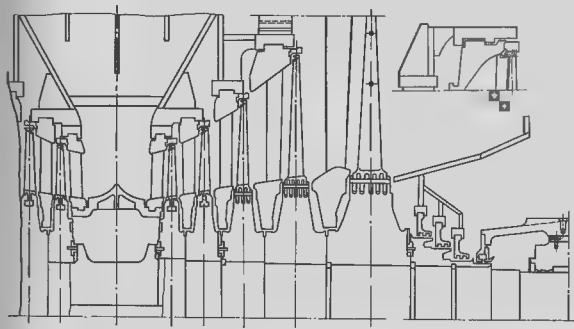


Рис. 4.4. Проточная часть унифицированного ЦНД

мощностью 500 и 800 МВт имеют по четыре входа Входной и выходной осерадиальные патрубки ЦНД прошли аэродинамическую отработку на экспериментальных установках.

Проточная часть цилиндра низкого давления представлена на рис. 4.4.

Из проточной части ЦНД за второй и четвертой ступенью организованы отборы пара на регенеративные подогреватели ПНД1 и ПНД2. Организация отбора пара за четвертой ступенью способствует отводу капельной влаги из проточной части, благоприятствует улучшению работы пятой ступени.

Глава пятая КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРНЫХ УЗЛОВ

5.1. КОРПУСА ЦВД

Корпуса ЦВД паровых турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт — стальные литые, однотипны по конструкции, отличаются размерами и некоторыми элементами конструкции, определяемыми количеством ступеней. Корпуса ЦВД всех трех типов турбин двухстенные, т. е. имеют наружный и внутренний корпус, с поворотом потока после первой группы ступеней, расположенной во внутреннем корпусе.

Двухстенная конструкция корпуса ЦВД позволяет разгрузить наружный корпус от давления свежего пара путем понижения давления в ступенях внутреннего корпуса с 23,5 до 9,4 МПа, которое воздействует на переднюю часть наружного корпуса. Температура пара за первой группой ступеней ЦВД около 330° С. Этот пар, омывая после поворота потока внутренний корпус, охлаждает его и поступает во вторую группу ступеней, расположенных в выходной части наружного корпуса. Таким образом, конструкция ЦВД с поворотом потока обеспечивает благоприятные условия работы как наружного, так и внутреннего корпуса, обеспечивая относительно невысокий уровень пусковых термических напряжений в корпусах и способствуя достаточно высокой маневренности турбин.

Наружный корпус ЦВД состоит из двух половин — верхней (крышки) и нижней, соединяемых фланцами. Свежий пар от регулирующих клапанов подводится паровпускными трубами к четырем входным патрубкам, расположенным в средней части верхней и нижней половин наружного корпуса ЦВД (рис. 5.1, а). Паровпускные трубы привариваются к входным

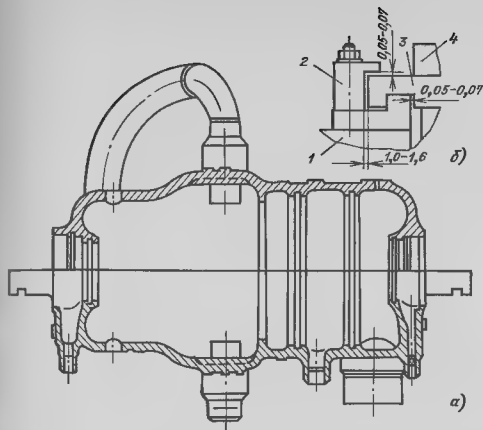


Рис. 5.1. Наружный корпус ЦВД.

а — корпус; б — опирание лап корпуса на корпус подшипника; 1 — опорная поверхность корпуса подшипника; 2 — прижимная скоба; 3 — лапа; 4 — фланец крышки корпуса

патрубкам верхней половины при сборке на заводе-изготовителе, нижней — при монтаже на электростанции. К выходным патрубкам, патрубкам отборов пара, подвода и отсоса пара из концевых уплотнений трубопроводы привариваются во время монтажа турбины на электростанции. Для предотвращения повреждений литых патрубков наружного корпуса при сварке во время монтажа к ним в заводских условиях приварены короткие отрезки труб из того же материала, что и стационарные трубопроводы.

Наружный корпус цилиндра опирается лапами (рис. 5.1, б), являющимися продолжением фланцев горизонтального разреза нижней половины корпуса, опирается на опорные площадки корпусов переднего и среднего подшипников турбины. На нижней поверхности опорных лап выполнены поперечные шпоночные пазы, обеспечивающие поперечные тепловые расширения наружного корпуса от оси турбины и перемещение вместе с корпусами подшипников вдоль оси турбины. Нижняя половина корпуса зафиксирована от поперечных смещений относительно оси турбины вертикальными шпонками, допускающими радиальные вертикальные тепловые расширения корпуса.

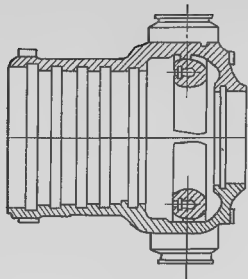


Рис. 5.2. Внутренний корпус ЦВД

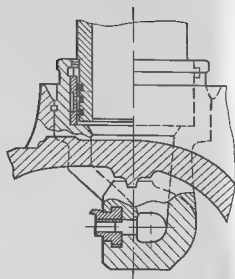


Рис. 5.3. Узел соединения паровпускных труб с сопловыми коробками

Фланцы горизонтального разреза ЦВД снабжены коробами для их обогрева при пусках турбины.

На внутренней поверхности наружного корпуса выполнены расточки для установки обойм диафрагм и уплотнений и предусмотрены приливы и отверстия для крепления внутреннего корпуса и установки шпонок, обеспечивающих взаимно направленные тепловые расширения корпусов.

Внутренний корпус ЦВД стальной, литой, состоит из двух половин — верхней и нижней, соединяемых фланцами (рис. 5.2). В обеих половинах входной части внутреннего цилиндра имеется по два патрубка, к которым приварены сопловые коробки (рис. 5.3). На наружной поверхности внутреннего цилиндра имеются приливы для его установки в наружном цилиндре и для шпоночных пазов, обеспечивающих его направленные тепловые расширения.

На внутренней поверхности цилиндра имеются приливы для установки шпонок, обеспечивающих направленные тепловые расширения сопловых коробок, и расточки для установки диафрагм первой группы ступеней и обоймы среднего уплотнения.

Для соединения паровпускных труб, приваренных к наружному цилиндру, с сопловыми коробками, вваренными во внутренний корпус, используется подвижное соединение с поршневыми уплотняющими кольцами (см. рис. 5.3), обеспечивающее возможность сборки ЦВД и свободные тепловые расширения сопловых коробок, внутреннего и наружного корпусов ЦВД.

Фланцы наружного и внутреннего корпусов соединяются шпильками с колпачковыми гайками.

Корпус ЦСД турбины К-300-240 — стальной литой, одностенной конструкции, однопоточный, с входной сопловой камерой (рис. 5.4). На внутренней поверхности цилиндра имеются кольцевые приливы, в которых выполнены расточки для установки обойм диафрагм и обойм передних концевых уплотнений. В передней части нижней половины корпуса по обе стороны его имеется два патрубка для подвода в цилиндр пара после промежуточного перегрева в котле, соединенных с входной сопловой камерой.

В нижней половине корпуса расположены патрубки для отбора пара из цилиндра на систему регенерации, а также для подвода и отсоса пара из передних концевых уплотнений.

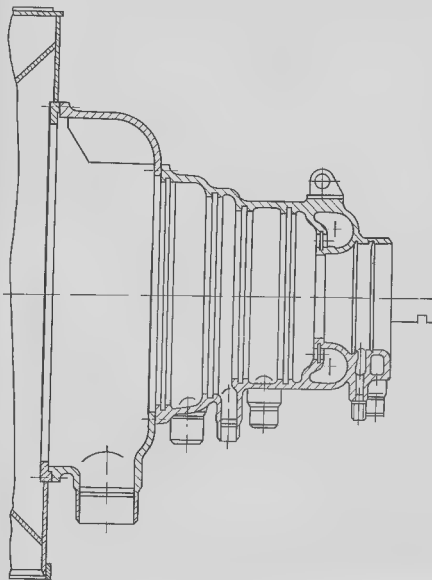


Рис. 5.4. Корпус ЦСД турбины К-300-240

На передней стенке нижней половины корпуса имеется прилив для установки вертикальной шпонки, предотвращающей смещение цилиндра в поперечном направлении, но не препятствующей свободному расширению корпуса в вертикальной плоскости.

Двумя лапами, представляющими собой единое целое с фланцем горизонтального разреза передней части, нижняя половина корпуса ЦСД опирается на корпус среднего подшипника, расположенного между ЦВД и ЦСД. Лапы в нижней части имеют поперечные пазы, в которые входят поперечные шпонки, укрепленные на среднем подшипнике и обеспечивающие свободное поперечное расширение корпуса ЦСД относительно оси турбины и продольное (вдоль оси) расширение за счет перемещения среднего подшипника в сторону ЦВД.

Задняя торцевая часть корпуса ЦСД имеет фланец вертикального разреза, к которому своим передним фланцем крепится литой стальной переходный патрубок между частями среднего и низкого давления.

Переходный патрубок выполнен из двух половин — верхней и нижней, имеет фланцы горизонтального разреза. В нижней половине переходного патрубка с обеих сторон имеются патрубки, к которым присоединяются перепускные трубы, по ним пар из ЦСД поступает в ЦНД. Внизу расположен патрубок, который соединяется с трубопроводом отбора пара на систему регенерации.

К заднему фланцу вертикального разреза переходного патрубка присоединяется выхлопной патрубок части низкого давления, в котором установлена обойма диафрагм одного потока проточной части низкого давления.

Соединения фланцев ЦСД и присоединения к нему трубопроводов аналогичны ЦВД. Перепускные трубы между ЦСД и ЦНД имеют фланцевое присоединение.

Цилиндры среднего давления турбин К-500-240 и К-800-240 литые стальные двухпоточные. Они однотипны по конструкции и отличаются лишь размерами и отдельными элементами конструкции.

Двухпоточные корпуса ЦСД (рис. 5.5) выполнены двухстенными. Пар после промежуточного перегрева в котле подводится к двум стопорным клапанам ЦСД, а от них — к двум регулирующим клапанам, расположенным на входных патрубках верхней половины наружного корпуса ЦСД, и к двум — расположенным по обе стороны турбины. От боковых клапанов к входным патрубкам нижней половины наружного корпуса ЦСД пар подводится пароподводящими трубами, которые привариваются к входным патрубкам. Крепление регулирующих клапанов к патрубкам верхней половины корпуса фланцевое. Далее через входные патрубки внутреннего цилиндра пар поступает в кольцевую сопловую камеру и через

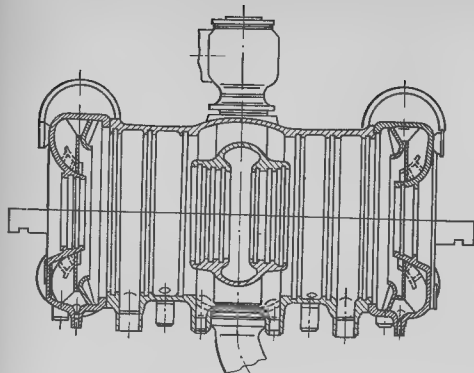


Рис. 5.5. Корпус двухпоточного ЦСД (внутренний корпус установлен в наружном)

кольцевой сопловой аппарат — в проточную часть турбины. Соединение входных патрубков наружного и внутреннего цилиндров аналогично соединению сопловых коробок ЦВД с входным патрубком наружного корпуса (см. рис. 5.3).

Наружный цилиндр двухпоточного ЦСД состоит из трех частей — средней и двух выходных патрубков, для соединения которых служат фланцы вертикальных разрезов. В средней части наружного корпуса имеются приливы для установки шпонок, центрирующих внутренний корпус в наружном, и для крепления внутреннего корпуса, а также кольцевые приливы с расточками для установки обойм диафрагм. В нижней половине наружного корпуса расположены патрубки, к которым привариваются трубопроводы отборов пара на систему регенерации.

Выходные патрубки во внутренней полости имеют кольцевые дефлекторы выходного диффузора и вертикальные ребра, разделяющие поток пара, выходящего из последних ступеней ЦСД, и направляющие его к четырем выходным патрубкам (по два с каждой стороны турбины — в верхней и нижней половинах ЦСД). К фланцам выходных патрубков присоединяются перепускные трубы между ЦСД и ЦНД бокового подвода.

В нижней части выходных патрубков имеются патрубки, к которым присоединяются трубопроводы отсосов пара из концевых уплотнений, а в верхней части (с торцов) — бобышки

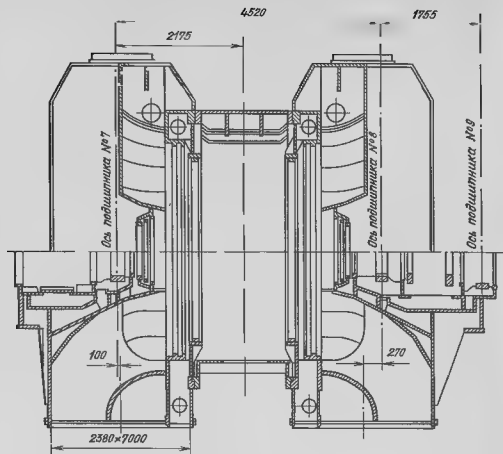


Рис. 5.6 Наружный корпус ЦНД

для строповки верхней половины ЦСД. Выхлопные патрубки имеют кольцевые приливы с расточками для установки обойм концевых уплотнений.

Внутренний цилиндр среднего давления литой стальной, имеет по два входных патрубка в верхней и нижней половинах. На внутренней его поверхности выполнены кольцевые приливы для установки соплового (направляющего) аппарата первой ступени и двух диафрагм.

5.3. КОРПУС ЦНД

Корпус ЦНД двухпоточный стальной, сварной конструкции (рис. 5.6), состоит из трех частей—средней и двух выхлопных патрубков.

В турбинах К-500-240-4 и К-800-240-5 применяется ЦНД новой конструкции. Подвод пара из ЦСД в ЦНД осуществляется двумя боковыми перепускными трубами в нижнюю половину средней части ЦНД с двух сторон. Перепускные трубы проходят через отверстия средней части и присоединяются к входной камере внутреннего цилиндра (рис. 5.7). Уплотнение отверстий в средней части ЦНД осуществлено внешним патрубком, имеющим линзовый компенсатор, кото-

рый соединяется со средней частью перепускной трубой фланцами. Внутренний корпус стальной, сварной конструкции, имеет кольцевые расточки для установки диафрагм и камеру отбора пара за второй ступенью. Отвод пара из камеры отбора осуществляется трубой, присоединяемой к ЦНД аналогично перепускным трубам из ЦСД в ЦНД.

Выхлопные патрубки фланцами и риткального разреза присоединяются к средней части. В передней части выхлопного патрубка имеется концевая расточка для установки диафрагмы последней ступени ЦНД.

В передней торцевой стенке выхлопного патрубка выполнены отверстия, сообщающие пространство между 4-й и 5-й ступенями с камерой отбора пара, отгороженной от остального пространства выхлопного патрубка сплошными перегородками.

В последней ступени в выхлопном патрубке установлен кольцевой осердечный диффузор, обеспечивающий существенное снижение потерь в выхлопном патрубке по сравнению с патрубками старой конструкции. В нижней части выхлопного патрубка установлены продольные листовые перегородки, разрывающие поток пара, поступающий в конденсатор, и придающие выхлопному патрубку необходимую жесткость.

В задней торцевой стенке ЦНД выполнены расточки для установки обойм концевых уплотнений.

В выемках нижней половины выхлопных патрубков установлены нижние половины корпусов подшипников ЦНД, образующие с выхлопными патрубками единую конструкцию.

В верхних крышках выхлопных патрубков смонтированы литые срывные клапаны (по два на каждом выхлопном патрубке).

5.4. ДРУГИЕ СТАТОРНЫЕ УЗЛЫ

Обоймы диафрагм (рис. 5.8) представляют собой литые конструкции, состоящие из двух половин—верхней и нижней, соединяемых между собой фланцами горизонтального разреза

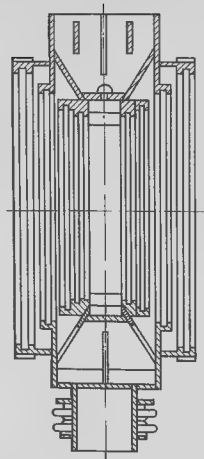


Рис. 5.7 Внутренний корпус (обойма) ЦНД

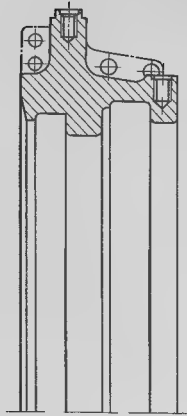


Рис. 5.8 Обойма диафрагм

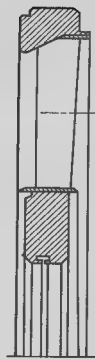


Рис. 5.9. Диафрагма сварная

и скрепляемых шпильками. На периферийной части обоймы диафрагм выполнен кольцевой выступ для установки в соответствующей расточке корпуса цилиндра и резьбовые отверстия для вворачивания рым-болтов.

На внутренней поверхности обоймы диафрагм выполнены кольцевые расточки по числу устанавливаемых диафрагм.

Диафрагмы (рис. 5.9) ЦВД и ЦСД—стальные сварные, ЦНД—литые чугунные

Решетка сопловых лопаток сварных диафрагм набирается из стальных бандажных лент (корневой и периферийной), после чего концы лопаток привариваются к бандажным лентам. Затем решетка лопаток собирается с ободом и телом диафрагмы и приваривается к ним. На периферийной части диафрагмы протачивается кольцевой выступ, с помощью которого диафрагма устанавливается в кольцевой паз обоймы или внутреннего цилиндра.

В теле диафрагмы имеется кольцевой паз, в который устанавливаются сегменты уплотнений. Периферийная часть диафрагмы со стороны выхода пара может иметь кольцевой козырек для установки надбандажных уплотнений.

Литые диафрагмы по конструкции принципиально сходны со сварными, отличие их в том, что концы направляющих лопаток залиты в обод и теле диафрагмы.

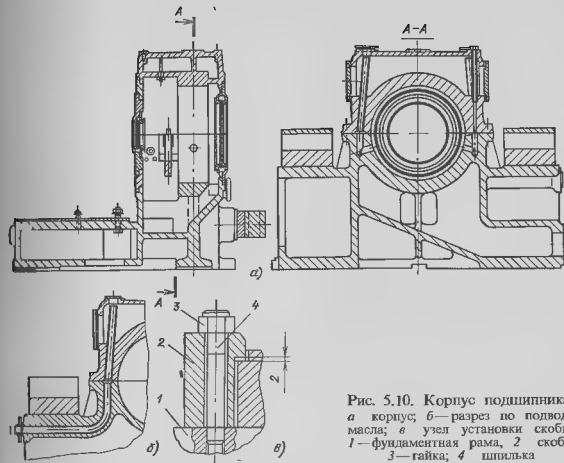
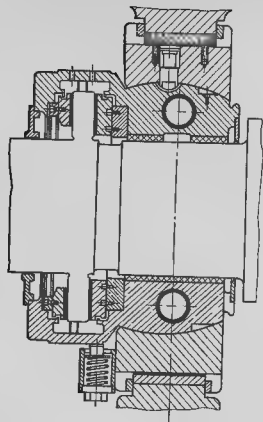


Рис. 5.10. Корпус подшипника:
а—корпус; б—разрез по подводу масла; в—узел установки скобы; 1—фундаментная рама, 2—скоба; 3—гайка; 4—шпилька

Верхняя и нижняя половины диафрагм устанавливаются в соответствующих частях обоймы или внутренних цилиндров и крепятся к ним. Для точного совмещения верхней и нижней половин в разрезе диафрагм устанавливаются шпонки. Отдельные диафрагмы (например, последней ступени ЦНД) устанавливаются непосредственно в расточках наружного корпуса цилиндра. Эти диафрагмы имеют фланцы горизонтального разреза, которые стягиваются шпильками.

Корпуса подшипников (кроме корпусов подшипников ЦНД) литые чугунные, устанавливаются на фундаментных рамах и крепятся к ним специальными скобами (рис. 5.10, в), допускающими перемещение корпуса вдоль оси турбины. От поперечных смещений корпус подшипника фиксируется продольной шпонкой, установленной на фундаментной раме. На торцевой стенке нижней половины корпуса установлена вертикальная шпонка, совмещающая вертикальные плоскости корпуса подшипника и цилиндра. На боковых опорных площадках нижней половины корпуса, на которые опираются лапы цилиндра, установлены поперечные шпонки.

Рис. 5.11. Вкладыш опорно-упорного подшипника



Внутри корпуса имеется обойма с расточкой для установки вкладыша подшипника. Нижняя часть корпуса подшипника является емкостью, в которую попадает масло, вытекающее из вкладыша. В стенках корпуса выполнены сверления, через которые поступает масло на смазку вкладышей подшипников и в резервный масляный бачок, изготовленный за одно целое с крышкой корпуса подшипника. Во внутренней полости корпуса имеются приливы для установки датчиков системы защиты и контроля за работой турбины. Отверстия в торцевых стенках корпуса, предназначенные для вала турбины, снабжены маслоуплотнительными кольцами.

Вкладыши подшипников имеют горизонтальный разъем, их верхняя и нижняя половины стягиваются шпильками. Вкладыши имеют баббитовую заливку опорных поверхностей. В их теле выполнены отверстия, через которые подводится масло на смазку подшипника. На рис. 5.11 в качестве примера показан вкладыш опорно-упорного подшипника турбины К-300-240.

Для проворачивания вала ротора турбоагрегата при прогреве турбины перед ее пуском и при остывании после ее остановки на крышке одного из подшипников ЦНД устанавливают валоповоротное устройство (рис. 5.12), которое может включаться и выключаться как автоматически, так и вручную.

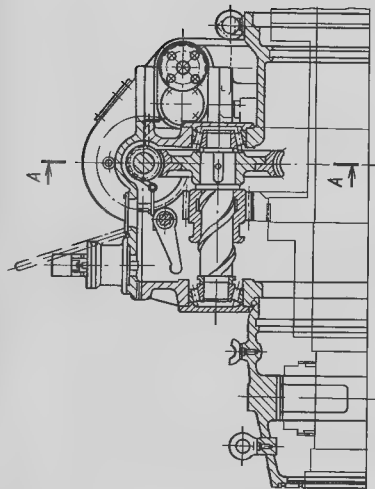
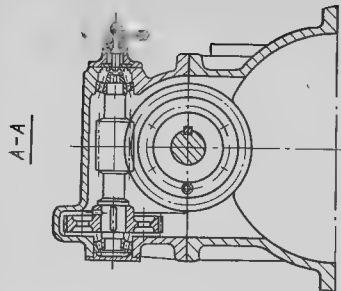


Рис. 5.12. Валоповоротное устройство (ВПУ)

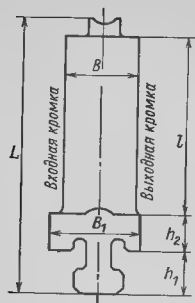


Рис. 6.1. Рабочая лопатка постоянного по высоте профиля

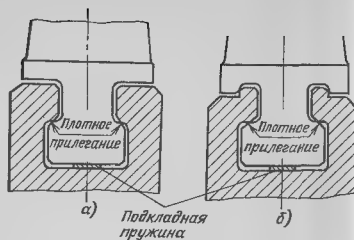


Рис. 6.2. Т-образное хвостовое соединение лопаток с диском
а — без заплечиков, б — с заплечиками

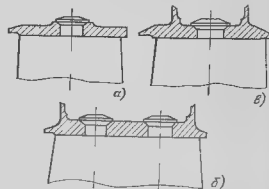


Рис. 6.3. Клепанные бандажи.
а — плоский с одним штипом, б — фигурный с гребешками и двумя штипами, в — фигурный с гребешками и одним штипом

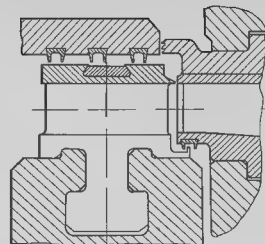
рассчитано только на период облопачивания, в дальнейшем прижатие осуществляется собственными центробежными силами лопаток.

Рабочие лопатки всех ступеней давления соединены в пакеты с помощью клепанных ленточных бандажей (рис. 6.3). Бандаж при этом выполняет две функции: способствует уменьшению перетекания пара от вогнутой к выпуклой стороне профиля лопаток по торцевой поверхности и уменьшению периферийных протечек, а также повышает вибрационную надежность рабочих лопаток.

Поперечное сечение ленты бандажа имеет сложную форму — ступенчатую, с осевым и двумя радиальными гребешками, которые применяются для создания минимальных зазоров в проточной части и исключения повреждения облопачивания при возможных заеданиях ротора о статорные детали.

На лопатках последних двух ступеней турбины К-800-240, ввиду значительных нагрузок от центробежных сил в сочетании

Рис. 6.4. Проточная часть регулирующей ступени турбины К-800-240



с большим шагом по вершинам лопаток, применяются бандажи без радиальных гребешков, что потребовало несколько увеличить радиальные зазоры в этих ступенях.

Лопаточные бандажи крепятся к лопаткам расклепкой штипов. У лопаток ЦВД турбин К-300-240 и К-500-240 крепление осуществляется одним штипом, а турбины К-800-240 двумя штипами. Штип имеет профильную форму с углублением (лункой) на его торце для облегчения расклепки. Верхняя часть лопаток некоторых ступеней имеет утолщение под штип для его размещения, ужесточения лопаток и исключения прогиба при расклепке. Отверстия в бандажной ленте под штипы пробиваются по разметке после наборки лопаток на диск для учета возможных, в пределах поля допуска, отклонений в шагах лопаток. В каждом отверстии выполняется фаска для заполнения металлом расклепываемого штипа.

Между бандажными лентами отдельных пакетов в окружающем направлении имеются зазоры. С целью уменьшения протечек пара через эти зазоры они выполнены минимальными, но такими, чтобы при прогреве ротора от температуры в махзале до рабочей температуры они не исчезали.

Особое внимание уделено конструкции рабочих лопаток первой (регулирующей) ступени (рис. 6.4) с учетом специфических условий ее работы — значительных паровых нагрузок и парциальности подвода пара в связи с сопловым неравномерным распределением. Лопатки имеют цельнофрезерованные бандажи и соединяются в пакеты при помощи сварки по бандажам и хвостовикам по две для турбин К-300-240 и по три для турбин К-500-240 и К-800-240. Сварка лопаток осуществляется при помощи электронного луча, что обеспечивает высокое качество сварного шва и малые поводки наката при сварке. В турбине К-800-240 первых выпусков сварные пакеты были объединены в единое целое накладным

бандажом, устанавливаемым на шипах цельнофрезерованного бандажа. Последующий опыт эксплуатации показал, что объединение всех лопаток в единый пакет клепаным накладным бандажом создаст жесткую конструкцию, неудовлетворительно работающую при переменных температурах. В этой конструкции появляются повреждения в виде усталостных трещин в шипах и бандажах. Для ликвидации этого явления была разработана новая конструкция без накладного бандажа, с демпферной вставкой в цельнофрезерованной части бандажа. Такая же конструкция применена и на турбине К-500-240.

Переходная часть рабочих лопаток от профильной части к хвостовику выполнена двух типов. В турбинах К-300-240 и К-800-240 на ней со стороны входа пара выполнен осевой гребешок, протачиваемый после сборки лопаток на роторе. В сочетании с радиальной вставкой в теле диафрагмы этот гребешок образует уплотнение, способствующее уменьшению протечек в корневой части лопаток.

В турбине К-500-240 в корне лопатки это уплотнение исключено и выполнена специальная конструкция для организации направленной протечки через диафрагменное уплотнение в проточную часть.

Учитывая, что лопатки работают под действием динамических нагрузок при высокой температуре, с большими паровыми усилиями, к материалу лопаток, их изготовлению и сборке на роторе предъявляются высокие требования. Лопатки регулирующей ступени всех турбин, а также второй—пятой ступеней турбин К-500-240 и К-800-240 изготавливаются из жаропрочной нержавеющей стали 18Х11МНФБ, остальные — из нержавеющей стали 15Х11МФ и 20Х13.

С целью повышения качества металла заготовок лопаток используется сталь электрошлакового переплава, обеспечивающая низкое содержание вредных примесей и резкое уменьшение дефектов металлургического характера, в первую очередь вольсовин.

Заготовки лопаток проходят следующий контроль:
- проверка размеров заготовок;
- соответствие марки материала требованиям чертежа;
- механические испытания (2% каждой партии);
- контроль твердости.

Окончательно изготовленные лопатки подвергаются сплошному контролю методом магнитно-порошковой дефектоскопии или травлению.

Кроме того, готовые лопатки проверяются на соответствие размеров, формы и шероховатости поверхности требованиям чертежа, проходят стендовые испытания на вибрацию, определяется их твердость и отклонение статического момента.

6.2. РОТОРЫ ЦСД

Роторы среднего давления (РСД) турбин 300 -800 МВт при значительной унификации отдельных элементов между собой имеют разное конструктивное оформление. В турбинах К-500-240 и К-800-240 роторы двухпоточные цельнокованные. РСД турбины К-300-240 выполнен комбинированным: кроме цельнокованой части (собственно части среднего давления) имеет пять насадных дисков с лопатками части низкого давления.

На двухпоточном РСД турбины К-800-240 расположены 18 дисков (по девять в каждом потоке), на роторе турбины К-500-240—22 диска (по 11 в каждом потоке). Конструкция РСД этих турбин может быть рассмотрена на примере турбины типа К-800-240.

Наружный диаметр ротора 1150 мм, диски имеют постоянную толщину, на первом и последнем дисках каждого потока расположены балансировочные плоскости с проточками для установки балансировочных грузов. Форма пазов такая же, как и на РВД.

На ободьях дисков для установки лопаток выполнены I-образные пазы. Заводка лопаток в диски при облопачивании производится через специальные колодцы, в которые устанавливаются замковые лопатки.

Полумуфты откованы заодно с валом ротора. Фланец со стороны РВД имеет 15 отверстий диаметром 38 мм, со стороны РНД 21 отверстие диаметром 48 мм. Соединение полумуфт производится призонными болтами.

Концевые и диафрагменные уплотнения -лабиринтового типа. На роторе выполнена проточка чередующихся выступов и впадин, против которых в статорных деталях располагаются уплотнительные сегменты, имеющие длинные и короткие гребешки. Короткие гребешки располагаются против выступов, длинные против впадин. Число и расположение гребешков выполнено исходя из допустимых относительных расширений ротора и статора, так, чтобы против каждого выступа располагался хотя бы один уплотнительный усик. Так же как и на роторе ЦВД, на РСД в районе уплотнений выполнены термокомпенсационные канавки.

В поковке ротора выполняется центральное отверстие диаметром 135 мм, с обеих сторон закрытое заглушками. Заглушки крепятся к ротору винтами, которые для исключения самоотворачивания закериваются.

РСД изготавливается из поковки, материал сталь Р2МА (сталь 25Х1М1ФА).

Поковка ротора после предварительной грубой механической обработки подвергается термической

обработке с последующим отпускком, после чего производится отрезка проб для определения механических свойств. Продольные образцы для механических испытаний вырезают с обоих концов заготовки на расстоянии от поверхности заготовки, равном одной трети ее радиуса, а также из пробы «керна». Тангенциальные образцы вырезают из кольца, взятого от припуска к валу с обеих сторон. Образцы для определения механических свойств изготавливаются в следующем количестве:

из каждой продольной пробы - по одному образцу на растяжение и на изгиб и по два образца на ударную вязкость; из кольца или сегмента от бочки вала ротора по два образца на растяжение, по два образца для испытаний на ударную вязкость при комнатной температуре, по два образца для испытаний на ударную вязкость при повышенных температурах и по одному образцу на изгиб.

Объем испытаний для проверки качества поковки такой же, как и для РВД.

Учитывая условия работы, РСД, так же как и РВД, изготавливаются в соответствии со следующими техническими требованиями (допуски - в мм).

Допуск нецилиндричности и радиального биения шеек	0,02
Допуск перпендикулярности торцевых поверхностей полумуфт	0,02
Допуск радиального биения цилиндрических поверхностей полумуфт	0,02
Допуск прямолинейности и соосности центрального отверстия	1
Допуск несимметричности разгрузочных отверстий, отверстий под болты полумуфт	0,1

Для всех остальных поверхностей

Допуск радиального биения цилиндрических поверхностей	0,03
Допуск перпендикулярности торцевых поверхностей	0,05

При обработке ротора базы являются оси шеек ротора. Рабочие лопатки ротора ЦСД переменного по высоте профиля, длина рабочей лопатки первой ступени 110 мм последней 390 мм.

Крепление лопаток к диску производится Т-образным хвостовым соединением; так же как и на РВД, на лопатках и на дисках выполняются заплечики.

Рабочие лопатки всех ступеней, кроме последней, связаны по пакетам клепаными бандажами. На первой - шестой ступенях бандажи выполнены с двумя радиальными гребешками, на седьмой-восьмой ступенях бандаж представляет собой плоскую ленту, так как применение бандажа с гребешками в этих ступенях из-за увеличения центробежных сил приводит к значительным напряжениям в шинах лопаток.

Рабочие лопатки последней ступени обоех потоков выполнены без бандажей. Для уменьшения радиальных зазоров

и ликвидации последствий возможных задеваний вершины лопаток утонены путем выборки части металла с вогнутой стороны поверхности.

Бандажи рабочих лопаток и поверхности хвостовых частей лопаток, расположенные в плоскостях дисков, имеют припуски для проточки после сборки лопаток с дисками. При проточке хвостовиков со стороны входных кромок выполняются утонения в виде гребешков, против которых устанавливается радиальная вставка в теле диафрагмы.

Рабочие лопатки первых четырех ступеней обоех потоков изготавливаются из нержавеющей жаропрочной стали 18Х11МНФБ (ЭП291), остальные из нержавеющей стали 20Х13. Для всех лопаток применяется сталь электрошлакового переплава.

Бандажи рабочих лопаток первых трех ступеней выполняются из стали 18Х11МНФБ (ЭП291), с четвертой по шестую включительно — из 20Х13, седьмой и восьмой ступеней — из 15Х11МФ. На бандажах также применяется сталь электрошлакового переплава.

Заклепки замковых лопаток изготавливаются из стали И612 и ЭП291.

Конструкция РСД турбины К-300-240 отличается от описанной выше конструкции РСД турбины К-800-240. РСД турбины К-300-240 однопоточный, имеет цельнокованую часть и коническую часть вала, на которой расположены насадные диски с рабочими лопатками части низкого давления.

Всего на роторе располагаются диски 17 ступеней 12 дисков постоянного сечения с небольшой конусностью в нижней части у первых четырех дисков (цельнокованая часть) и пять насадных дисков.

Конструкция рабочих лопаток и дисков насадной части ротора будет подробно рассмотрена при описании роторов низкого давления, унифицированных для всех трех типов турбин; здесь остановимся только на цельнокованой части.

В связи с тем что ротор среднего давления однопоточный, осевые нагрузки на рабочие лопатки и диски иррегулярны допустимые по условиям работы упорного подшипника. Для компенсации осевых нагрузок перед первой ступенью на роторе выполнен разгрузочный поршень (думмис) с наружным диаметром 861 мм. Для уменьшения нагрузок от центробежных сил и улучшения термонапряженного состояния на боковых поверхностях думмиса выполнены кольцевые выборки металла с внутренним диаметром 564 мм и наружным 724 мм.

На наружной поверхности думмиса протачиваются концевые уплотнения ротора, на передней боковой поверхности выполняется паз для установки грузов при балансировке ротора.

Конструкция остальных элементов ротора: рабочих лопаток, бандажей, концевых и диафрагменных уплотнений аналогична конструкции, применяемой на роторе среднего давления турбины К-800-240.

63 РОТОРЫ ЦНД

Роторы низкого давления (РНД) турбин К-300-240, К-500-240, К-800-240 (рис. 6.5) имеют одинаковую конструкцию и отличаются незначительно по диаметру концевых частей и длине, что обусловлено различием передаваемого крутящего момента из-за разной мощности этих турбин и различными относительными расширениями.

Кроме того, имеются различия в рабочих лопатках в связи с проведением модернизации проточной части низкого давления. В настоящее время все турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт выпускаются с модернизированными лопатками.

РНД двухпоточный, в каждом потоке по пять ступеней с насадными дисками. Необходимая плотность соединения достигается посадкой диска на вал в горячем состоянии. Величина натяга выбирается так, чтобы гарантировать передачу крутящего момента при частоте, большей частоты вращения настройки автомата безопасности. Для предотвращения проворачивания дисков на валу при возможном временном исчезновении натяга из-за нарушения условий эксплуатации предусмотрены радиальные шпоночные соединения дисков с валом. Шпонки устанавливаются в пазу на торце ступицы диска. В осевом направлении диски при сборке упираются в буртик вала или в специально установленное на валу упорное кольцо.

Концевые уплотнения РНД выполнены на насадных втулках, насаженных с натягом и закрепленных на валу осевыми шпонками. В отличие от РВД и РСД полумуфты РНД выполнены насадными.

При изготовлении полумуфт обеспечиваются следующие допуски (мм) основных поверхностей:

Неперпендикулярность торцевых поверхностей	0,03
Несоосность наружной поверхности фланца	0,03
Форма заданной конусной поверхности центральной расточки	0,05
Радиальное биение и неперпендикулярности остальных поверхностей	0,05

Рабочие лопатки РНД имеют переменные профили, после проведения модернизации выполняются с цельнофрезерованными бандажными полками Корневой и периферийный обвод лопаток, за исключением последней ступени, конический. Обводы рабочих лопаток последней ступени цилиндрические.

Высота рабочих лопаток первой ступени равна 252 мм при среднем диаметре 1492 мм, последней 960 мм при среднем диаметре 2451 мм.

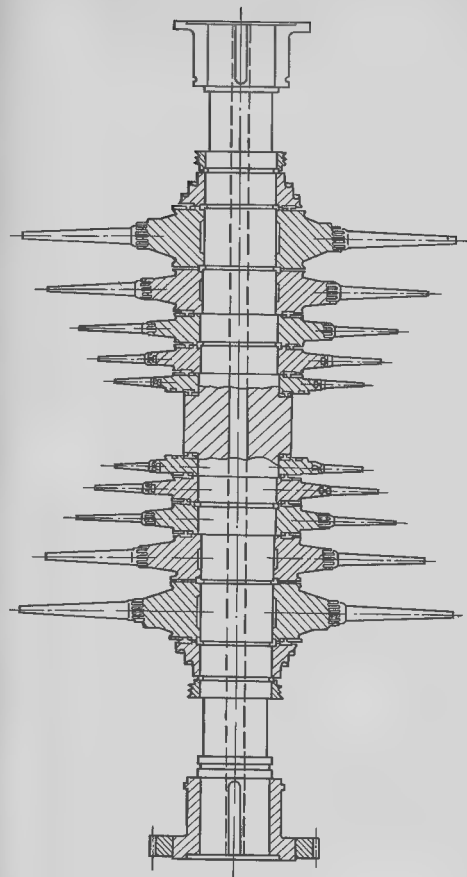


Рис. 6.5. Ротор ЦНД

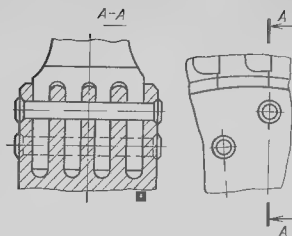


Рис. 6.6 Вильчатое хвостовое соединение лопаток с диском

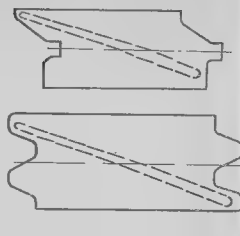


Рис. 6.7 Конструкция бандажа цельнофрезерованных рабочих лопаток ЦНД (вид сверху)

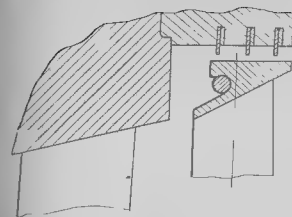
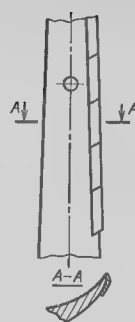


Рис. 6.8 Расположение связи в бандаже рабочих лопаток первой четвертой ступени ЦНД

Рис. 6.9 Защита входной кромки рабочих лопаток от эрозии с помощью стеллитовых напаяк



Крепление лопаток к дискам на первых двух ступенях осуществляется с помощью Т-образного хвостового соединения, на остальных вильчатого хвостового соединения (рис. 6.6), при этом число вилок на хвостовике лопаток третьей ступени — три, четвертой и пятой — пять. Вильчатые хвостовые соединения обладают большей несущей способностью, чем Т-образные, благодаря отсутствию изгибающих напряжений в ободу диска от действия центробежных сил. Поэтому такое соединение, несмотря на его несколько большую сложность по сравнению с Т-образным, применяется для высоконагруженных рабочих лопаток трех последних ступеней. Еще одним достоинством вильчатого хвостового соединения является возможность частичной замены отдельных лопаток без разборки всей ступени.

Для получения необходимой точности и высокой производительности окончательная обработка хвостовиков вильчатого типа на лопатках производится протяжкой, а гребни дисков протачиваются на токарно-карусельных станках.

К гребням диска лопатки крепятся заклепками, которые устанавливаются под развертку. Концы заклепок развальцовываются. Заклепки устанавливаются между двумя соседними лопатками и располагаются в шахматном порядке.

Цельнофрезерованные бандажные полки (рис. 6.7) на рабочих лопатках РНД выполняются двух разных конструкций. На рабочей лопатке последней ступени применен плоский бандаж с соединением двух соседних бандажей между собой по типу «шип — паз». При упругой раскрутке лопаток в поле центробежных сил бандажи в соединении «шип паз» входят в контакт друг с другом, образуя замкнутую кольцевую связь. Такая конструкция обеспечивает высокие демпфирующие свойства бандажа и одновременно устраняет раскрутку лопаток, улучшая аэродинамические качества ступени.

На рабочих лопатках остальных ступеней (рис. 6.8) раскрутка сравнительно невелика и может не обеспечить надежного демпфирования за счет трения соседних бандажей, поэтому в теле бандажа со стороны входа пара выполняется специальная проточка, в которую заводится демпферная проволока. Демпфирование лопаток при этом происходит за счет трения, возникающего между проволокой и бандажом при прижатии проволоки к бандажу под действием собственных центробежных сил.

Для исключения некоторых опасных форм колебаний на рабочих лопатках третьей и пятой ступеней дополнительно к бандажам устанавливаются проволоочные демпферные связи в профильной части. Демпферная связь состоит из двух сегментов полукруглого сечения, сдвинутых относительно друг друга на половину длины и установленных в шахматном порядке. Фиксация сегментов демпферной проволоки относительно лопаток на третьей ступени производится отгибом их концов на последней ступени, где применяется демпферная проволока из титанового сплава, наплавкой стопорных «бобышек».

Учитывая условия работы рабочих лопаток последней ступени в паровой среде с повышенной влажностью, на входных кромках производится напайка специальных пластинок из твердого сплава (стеллита). Пластины устанавливаются на лопатках на высоте примерно 1/2 от вершины (рис. 6.9).

Для основных деталей РНД применяются следующие материалы: для вала и дисков — стали 35ХНЗМФАР, 34ХН1МА и 34ХНЗМА; для рабочих лопаток — нержавеющие стали 20Х13 и 15Х11МФ.

СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

7.1 НАЗНАЧЕНИЕ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ УЗЛОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

К парораспределению, в широком понимании этого термина, по нашему мнению, следует отнести все элементы турбоустановки, способные изменять количество подвижного в турбину и отбираемого от нее пара, включая паропроводы, связывающие распределительные элементы с турбиной. Данная глава ограничена рассмотрением только элементов, входящих в комплект поставки завода, исключая сопловой аппарат регулирующей ступени, так как по сложившейся традиции и по месту расположения этот элемент относится к проточной части турбины и описан в гл. 4 и 5.

Систему парораспределения турбин сверхкритического давления ЛМЗ составляют следующие основные узлы: стопорные и регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД, сбросные клапаны ЦСД и паропроводы, соединяющие эти элементы между собой, с турбиной и с пароприемными устройствами.

Клапаны системы парораспределения приводятся в действие гидравлическими исполнительными механизмами (сервомоторами СМ), которые действуют по командам систем автоматического регулирования и защиты. Это предопределяет и некоторые различия в назначении узлов парораспределения и в выполняемых ими функциях. Система парораспределения должна обеспечить пропуск в турбину необходимого количества пара с минимальными потерями давления на расчетном режиме в клапанах и трубопроводах для обеспечения выработки турбогенератором заданной мощности. В аварийных режимах система парораспределения должна исключить доступ пара в турбину и не допустить опасного повышения частоты вращения вала турбоагрегата.

Эти задачи решаются двумя группами клапанов: стопорными и регулируемыми. Стопорные клапаны находятся в полностью открытом положении при работе турбогенератора. При срабатывании предусмотренных защит энергоблока стопорные клапаны автоматически закрываются, прекращая доступ пара в турбину.

Продолжительность непрерывной работы турбоагрегата с номинальной или близкой к ней нагрузкой может достигать нескольких месяцев, в течение которых стопорные клапаны прижаты к верхнему упору большим усилием сервомотора. В результате длительного совместного воздействия высокой температуры, снижающей механические свойства металла, боль-

шого усилия гидропривода, создающего высокий уровень напряжений растяжения в штоках и контактных напряжений на площадке упора, может произойти пластическая деформация штока или диффузионное спекание подвижных частей клапана с неподвижными. В обоих случаях создается угроза опасности турбоагрегату. В турбинах ЛМЗ для предотвращения пластических деформаций или разрыва штока между клапаном и гидроприводом устанавливается пружинный амортизатор, снижающий в несколько раз усилие, прижимающее клапан к верхнему упору. Одновременно значительно понижаются и контактные напряжения при упоре подвижных деталей клапана в неподвижные. Однако для предотвращения диффузионного спекания деталей клапана, которое во многом зависит от времени непрерывного контакта сопрягаемых поверхностей, необходимо периодически при работе турбины раскаты стопорные клапаны.

Раскачивание клапана может быть полным (до упора в седло) или частичным, когда главной целью раскачивания является снятие клапана с верхнего упора и прерывание процесса диффузионного спекания деталей. При раскачивании клапана проверяются подвижность его деталей и отсутствие поломок, которые могут заклинить клапан до упора в седло. Только выполнение полного раскачивания стопорного клапана может быть гарантией его безотказного закрытия и прекращения подвода пара в турбину в аварийной ситуации.

Стопорные и регулирующие клапаны работают при высокой температуре (до 560°C), достаточной для того, чтобы под ее воздействием существенно изменялись свойства металла деталей клапана. Это обстоятельство в сочетании с ударной нагрузкой на детали клапанов при их закрытии в значительной мере влияет на срок их службы и надежность. Опасные напряжения в деталях клапанов, особенно в штоках, могут возникнуть в момент отрыва клапана от седла и при полном открытии клапана, т.е. на «верхнем» упоре.

При движении клапана от седла к противоположному (к верхнему) упору резко изменяются силы, действующие на клапан и на его самую напряженную деталь — шток. Наибольшее статическое растягивающее усилие действует на шток в момент отрыва клапана от седла. Сила, действующая на шток, при этом зависит от перепада давления на клапане и размеров последнего. В клапанах турбин большой единичной мощности сила при отрыве клапана от седла настолько велика, что вызывает большие трудности проектирования приводов даже для клапанов с разгрузкой.

В зоне малых подъемов клапана над седлом (до 10% рабочего хода) и при скорости истечения пара более половины скорости звука клапан, как правило, испытывает интенсивную

вибрационную нагрузку, которая является следствием повышенной турбулентности потока. За клапаном образуется весьма неустойчивая область течения с местными провалами давления. Непосредственно под дном чаши клапана образуется область относительного разрежения вследствие теневого эффекта. Взаимодействие неустойчивого поля давления с клапаном приводит к появлению его высокочастотных пульсаций. В свою очередь пульсации клапана приводят к появлению на штоке знакопеременных усилий, вызывающих продольные и поперечные деформации штока. При этом наиболее опасным является режим резонансного совпадения частот возмущающих сил и собственных колебаний штока (от 400 до 600 Гц), что практически приводит к его быстрому усталостному разрушению. Таких аварий можно избежать путем специального профилирования клапанов и седел по результатам аэродинамических продувок моделей, отстройкой штока от зоны опасных частот возмущающих сил при проектировании на головных и модернизируемых машинах, проектированием патрубков за клапаном с учетом их акустических свойств.

При увеличении открытия клапана статическое усилие, вызывающее растяжение штока и действующее в сторону закрытия клапана, уменьшается. Когда клапан фиксируется на верхнем упоре, на шток действует выталкивающая сила, определяемая произведением перепада давления на торцах штока (разность между давлением внутри коробки клапана и атмосферным давлением) на площадь поперечного сечения штока.

В большинстве конструкций клапанов выталкивающая сила имеет знак, противоположный знаку силы при отрыве клапана от седла. При сверхкритических параметрах пара выталкивающее усилие на штоке достигает нескольких тонн. Если с целью увеличения запаса прочности принять больший диаметр штока, то возникнут серьезные препятствия для проектирования пружин, действующих на закрытие клапана, преодолевающих выталкивающую силу и силу сухого трения подвижных деталей о неподвижные. Последняя сила в некоторых случаях может достигать большого значения, особенно, если перемещение клапана осложняется износом и коррозией поверхности трения. В этом случае возможен отказ клапана — зависание в промежуточном положении или поломка деталей, например поршневых колец.

Поскольку в процессе подъема клапана сила на штоке меняет свой знак на противоположный, существует такое перемещение клапана, при котором сумма сил, действующих вдоль оси штока со стороны пара, равна нулю. Но это состояние не эквивалентно разгрузке обеих деталей: штока и клапана. Такое равновесие с переменной знака силы обычно

наступает при 40—50% рабочего хода клапана. При этом важную роль играет то обстоятельство, что, хотя равнодействующая сила равна нулю, производная этой силы по перемещению клапана отлична от нуля и имеет довольно большое значение. Здесь производная силы по перемещению эквивалентна жесткости пружины, на которой подвешены и колеблются детали клапана. Равновесие сил в данном случае следует понимать так, что разгружено наружное соединение подвески клапана к приводу, но на упорном буртике штока действует выталкивающее усилие между штоком и деталями, имеющими возможность перемещения относительно штока. Причем это усилие не может быть меньше выталкивающей силы штока. Равновесие клапана в этом положении неустойчиво, и даже малое изменение давления в потоке пара может вызвать перемещение деталей клапана. В результате исследований установлено, что клапаны в этом положении имеют продольную вибрацию с частотой 400—600 Гц, приводящую к повреждению деталей.

Устойчивость клапана в положении разгрузки на нем паровых сил, а следовательно, и повышение надежности клапана в целом, достигаются специальными конструктивными мероприятиями, направленными на перенос координаты, соответствующей разгрузке паровых сил, в зону 60—70% открытия клапана, где градиент давления пара по высоте клапана мал и, соответственно, мала производная силы по перемещению. В этой зоне силы, действующие со стороны пара на клапан, соизмеримы с весом деталей, имеющих возможность перемещения относительно штока, и пульсации клапана не возбуждаются.

Регулирующие клапаны непрерывно обеспечивают расход пара в турбину, соответствующий выработке мощности, необходимой для поддержания постоянной частоты сети с заданной неравномерностью. Поскольку мощность, вырабатываемая турбогенератором, изменяется непрерывно и иногда весьма резко, режимы работы регулирующих клапанов отличаются большим многообразием. Практически постоянное движение регулирующих клапанов требует особого подхода к обработке трущихся поверхностей деталей и подбору материалов трущихся пар.

В настоящее время наиболее простым способом защиты деталей клапанов от истирания при высоких температурах остается азотирование. Из опыта эксплуатации известно, что твердость азотированного слоя применяемых марок сталей в течение длительной выдержки при 500°С и выше значительно уменьшается вследствие диффузии азота из поверхностного слоя металла во внутренние слои деталей. Но все же твердость азотированного слоя металла остается достаточной для предотвращения износа трением поверхностей штоков и боек

клапанов в узлах без поршневых колец. Опыт ЛМЗ показывает, что упрочнение поверхностей азотированием недостаточно эффективно в узлах клапанов с поршневыми кольцами. Поверхности, по которым скользят поршневые кольца, интенсивно изнашиваются и приводят к заклиниванию клапана, поломке колец или штока. В таких конструкциях гораздо эффективнее служат детали с упрочнением поверхности методом химического никелирования. Азотирование деталей весьма благоприятно сказывается на повышении предела усталости материала и особенно на снижении вредного влияния концентраторов напряжений в местах ступенчатого перехода от большего диаметра стержня к меньшему. Однако опыт ЛМЗ не подтверждает этого мнения в отношении конструкции штоков клапанов.

Общим требованием ко всем клапанам системы парораспределения является обеспечение плотности при упоре в седло. Однако требование плотности паровпускных клапанов в настоящее время претерпевает эволюцию. В связи с увеличением единичных мощностей турбоагрегатов, давления и объемных расходов свежего и вторично перегретого пара возникли большие трудности в создании приводов регулирующих и стопорных клапанов абсолютной плотности, при отрыве которых от седла требуется преодолеть чрезвычайно большие паровые усилия. В качестве компромиссного решения появились так называемые конструктивно неплотные клапаны, допускающие в закрытом положении некоторый малый пропуск пара в турбину, не приводящий к опасному повышению частоты вращения вала после сброса номинальной нагрузки с отключением генератора от сети. Независимо от конструктивных особенностей, группы клапанов автоматических затворов и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД должны удовлетворять требованиям «Правил технической эксплуатации электростанций и сетей» [4], где указано, что в закрытом состоянии стопорных и регулирующих клапанов свежего пара и промеперегрева и при номинальных параметрах свежего пара и вакуума в конденсаторе ротор турбины не должен вращаться. При полном закрытии только стопорных или только регулирующих клапанов установившаяся частота вращения ротора турбины при тех же параметрах на входе и выходе не должна превышать определенной заводом-изготовителем и составлять не выше 50% номинального значения.

Требуемая плотность достигается созданием высокого значения удельного давления между клапаном и седлом по всей теоретической площади контакта. Давление клапана на седло обеспечивается, как правило, силой пакета пружин, закрывающей клапан, и сокращением до минимума площади контакта

между седлом и клапаном. При этом контакт седла с клапаном должен происходить по замкнутой поверхности без разрывов и контролируется при сборке краской.

7.2. СХЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Вид схемы парораспределения во многом определяется параметрами пара перед турбиной. Для надежного управления парораспределительными клапанами необходимо обеспечить на них приемлемые паровые усилия, в противном случае могут возникнуть нерешаемые задачи при проектировании системы регулирования.

При сверхкритических параметрах пара естественно стремление к уменьшению диаметров клапанов, но это приводит к увеличению их количества, усложнению схемы паропроводов и удорожанию турбоустановки.

Использование сверхкритических параметров пара привело к размещению регулирующих клапанов вне корпусов цилиндров турбин с установкой на каждом клапане индивидуального привода. Повышение параметров пара потребовало увеличения толщины стенок корпусов ЦВД и ЦСД. Выполнение на них приводов для установки регулирующих клапанов вызвало бы образование высоких термических напряжений в металле корпусных деталей в переходных режимах. Размещение регулирующих клапанов вне корпуса турбины приводит к увеличению объемов пара между клапанами и проточной частью, что является недостатком таких схем парораспределения, но это компенсируется увеличением быстроты действия системы регулирования.

Однако применение индивидуального привода для каждого клапана создаст возможность гибкого управления при помощи парораспределения тепловым состоянием цилиндров в различных режимах и при различных нагрузках турбины.

Парораспределение турбин К-300-240. В систему парораспределения турбины К-300-240-1 входят два стопорных клапана и семь регулирующих клапанов ЦВД, два стопорных, два регулирующих и два сбросных клапана ЦСД (рис. 7.1, а). Стопорных и регулирующих клапаны ЦСД имеют блочное исполнение. Они собраны в сварном корпусе, который крепится к фланцу корпуса ЦСД шпильками. Два таких блока крепятся к ЦСД слева и справа. Остальные клапаны расположены каждый в собственной паровой коробке, без объединения в блоки. Паровые коробки подвешены к паропроводам и одновременно заключены в сварные рамы, на которые они опираются. Сварные рамы расположены на фундаменте так, что имеют подвижность в горизонтальной плоскости и не затрудняют компенсацию тепловых деформаций паропроводов.

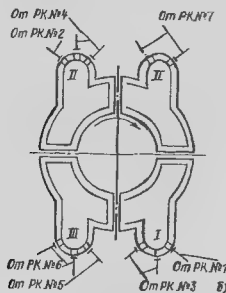
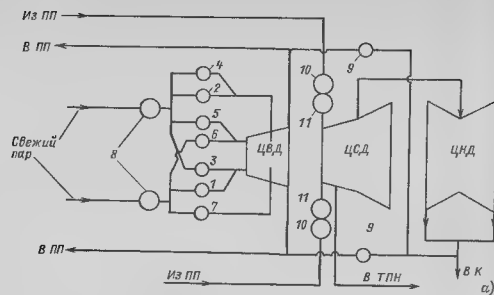


Рис. 71. Схема парораспределения турбины К-300-240:

а — по цилиндрам турбины, б — по сопловым коробкам ЦВД, 1-7 — регулирующие клапаны ЦВД, 8 — стопорные клапаны ЦВД, 9 — сбросные клапаны, 10 — стопорные клапаны ЦСД, 11 — регулирующие клапаны ЦСД

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД, регулирующие и сбросные клапаны ЦСД расположены симметрично относительно оси турбины.

Стопорные клапаны ЦВД связаны с регулируемыми клапанами ЦВД 11 трубопроводами. Соединение трубопроводов выполнено так, что при полном закрытии любого стопорного клапана пар подводится ко всем семи регулирующим клапанам от второго.

Из семи регулирующих клапанов ЦВД четыре (№ 2, 4, 5 и 6) расположены слева и три (№ 1, 3, 7) — справа от оси турбины. Клапаны № 1, 2 и 5 — неразгруженного типа, с посадочным диаметром 75 мм. Регулирующие клапаны № 3, 4,

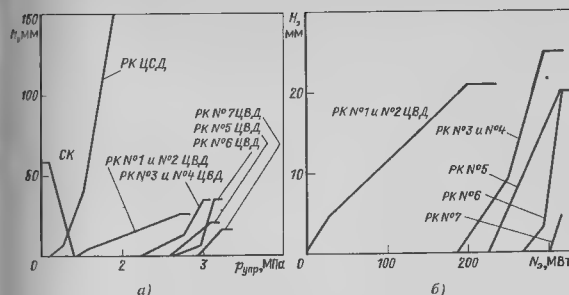


Рис. 72. Статические характеристики системы парораспределения турбины К-300-240:

а — перемещение штоков клапанов на остановленной турбине в зависимости от управляющего давления; б — зависимость мощности турбоагрегата от перемещения штоков регулирующих клапанов ЦВД

6 и 7 — разгруженного типа, с посадочным диаметром 120 мм. Все регулирующие клапаны, кроме клапана № 7, работают попарно, осуществляя подвод пара к одной из четырех групп сопел (рис. 7.1, б). Клапан № 7 — перегрузочный, при номинальных параметрах пара он начинает открываться и подводить пар в сегмент сопел IV при нагрузке турбины выше 300 МВт.

Регулирующие клапаны № 1, 2 и 5 открываются значительно раньше параллельно работающим с ними клапанов № 3, 4 и 6 и к моменту их отрыва от седла создают за ними достаточно большое противодавление, уменьшая отрывные усилия клапанов диаметром 120 мм и разгружая их штоки от чрезмерных напряжений. Следует отметить, что клапаны диаметром 120 мм разгруженного типа установлены в турбинах К-300-240-1 после реконструкции машин в результате накопленного опыта длительной эксплуатации. В первых турбинах этой серии были установлены все семь клапанов неразгруженного типа. Тогда клапаны диаметром 75 мм полностью выполняли роль разгрузочных для клапанов диаметром 120 мм.

Последовательность открытия и закрытия клапанов системы парораспределения на остановленной турбине изображена на рис. 7.2, а. Зависимость изменения нагрузки турбины от перемещения клапанов при номинальных параметрах пара показана на рис. 7.2, б. Парораспределение выполнено так, что регулирующие клапаны открываются группами и моменты начала и конца их открытия взаимно перекрываются.

При движении МУТ на «прибавить» первыми из регулирующих клапанов открываются клапаны ЦСД и одновременно

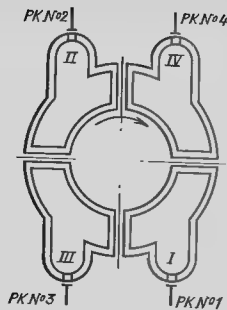


Рис. 7.3. Подвод пара от ПК к сопловым коробкам ЦВД турбины К-300-240-3

тырех клапанов вместо семи существенно упростило схему парораспределения и стало возможным благодаря применению сервомоторов с телескопическим поршнем, обладающих большим подъемным усилием при относительно малом потреблении масла. В этой схеме парораспределения при закрытии любого из двух стопорных клапанов, например при плановой проверке запяит, отсекается подвод пара в одну из пар сопловых коробов, резко уменьшаются мощность турбины и температура в ЦВД, а также увеличиваются напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени. Поэтому плановые расахивания стопорных клапанов ЦВД турбин К-300-240-3 требуют соответствующей технической подготовки эксплуатационного персонала.

Парораспределение турбин К-500-240 и К-800-240. В турбинах К-500-240-4, К-800-240-3 и К-800-240-5 тоже применяется система парораспределения с четырьмя регулирующими клапанами, причем каждый регулирующий клапан подает пар только в один сегмент сопел регулирующей ступени. Два регулирующих клапана ЦВД совмещены с одним стопорным клапаном в блок клапанов, объединенных одним корпусом.

Блочное выполнение без перемычек после стопорных клапанов имеет важные преимущества: исчезает вредный объем пара между стопорными и регулирующими клапанами, уменьшается жесткость паропроводов высокого давления, что позволяет выполнять блоки клапанов «плавающими», т. е. подвижными в двух направлениях (вдоль и поперек оси паропровода), удастся в 1,5–2 раза уменьшить объем пара между

начинают движение на закрытие сбросные клапаны. После закрытия сбросных клапанов ЦСД начинают одновременно открываться регулирующие клапаны № 1 и № 2 ЦВД и продолжают открываться регулирующие клапаны ЦСД. При номинальных параметрах пара регулирующие клапаны ЦСД встанут на верхний упор при нагрузке 30% номинальной.

С 1980 г. ЛМЗ выпускает турбины типа К-300-240-3, которые отличаются от турбины К-300-240-1 не только в конструкции проточной части, но и имеют схему парораспределения с четырьмя регулирующими клапанами ЦВД разгруженного типа с посадочным диаметром 140 мм (рис. 7.3). Применение ч

регулирующими клапанами и ЦВД, уменьшается вероятность отказа системы парораспределения, так как отказ в закрытии стопорного и регулирующего клапанов разноименных блоков (левого и правого) не приводит к аварии. Вместе с тем при закрытии стопорного клапана во время испытаний происходит значительное снижение мощности, поэтому испытания с полным закрытием клапана следует проводить при нагрузке гурбин не выше 80% номинальной, т. е. во время плановых разгрузений турбоагрегата.

Учитывая реальные преимущества блочного выполнения парораспределения, заводом снято требование испытания под нагрузкой стопорных клапанов полным закрытием на таких турбинах.

Одновременно в техническую документацию внесены требования обеспечения проведения испытаний на возможно большую часть хода (на 30–40%), для того чтобы проверялась не только подвижность штока, но и чаши клапана, т. е. пробный ход сервомотора должен значительно превышать ход разгрузочного клапана. Однако нельзя полностью исключить возможность недозакрытия клапана, регулярно испытываемого только на частичное закрытие, поэтому на турбинах, где имеются перемычки между стопорными клапанами, их испытания должны производиться в соответствии с действующими инструкциями.

7.3. КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Стопорные клапаны. Два стопорных клапана ЦВД расположены перед турбиной симметрично относительно оси вала. По конструкции они (но не их корпуса) идентичны и потому взаимозаменяемы. В машинном зале клапаны различаются только по месту расположения — левый и правый. Расчетный диаметр посадки клапана на седло 200 мм, полный рабочий ход между упорами 70 мм. По типу конструктивного исполнения стопорные клапаны — неразгруженные, иногда такие конструкции называют «разгружаемые расходом».

Стопорный клапан (рис. 7.4) помещается в сварно-литой паровой коробке. Верхние части коробок левого и правого клапанов идентичны, но в целом левая и правая коробки отличаются количеством патрубков, отводящих от них пар к регулирующим клапанам.

В зависимости от типа котла (двухкорпусного или однокорпусного) паровая коробка может иметь два или один патрубок для подвода пара к клапану. Если в энергоблок входит двухкорпусный котел, то подвод пара к каждому СК осуществляется от обоих корпусов котла двумя паропроводами и паровая коробка клапана соответственно имеет

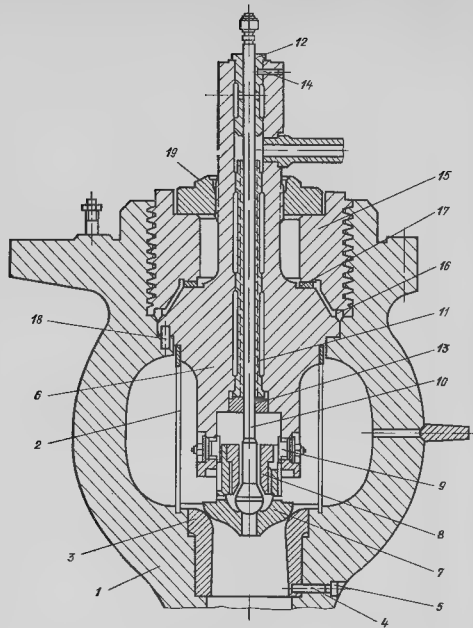


Рис. 7.4. Стопорный клапан ЦВД турбин К-300-240.

1 — коробка паровая, 2 — сито, 3 — седло, 4 — штифт седла, 5 — пробка, 6 — крышка, 7 — чаша клапана, 8 — втулка упорная, 9 — шпонки, 10 — литок, 11 — букса нижняя, 12 — букса верхняя, 13 — гайка, 14 — штифт буксы, 15 — гайка упорная, 16 — кольцо уплотнительное, 17 — кольцо подкладное, 18 — штифт, 19 — контргайка

два пароприемных патрубка. В технической документации завода эта схема носит условное название двухниточной. Если используется однокорпусный котел, то от него к каждому из двух СК пар подводится по одному индивидуальному паропроводу. Эта схема называется одностичной, и коробки СК имеют по одному пароприемному патрубку.

Внутренняя полость паровой коробки образует пароприемную камеру, внутри которой находится паровое сито и детали клапана (см. рис. 7.4). В нижней части пароприемной камеры находится седло, являющееся нижним

упором для клапана. Седло запрессовывается в расточку коробки с натягом до 0,3 мм и в своей нижней части фиксируется двумя глухими штифтами, которые закрываются резьбовыми пробками. Последние стопорятся от самоотвинчивания сваркой (допускается чеканка). Сверху паровая коробка закрывается крышкой, уплотняется металлическими прокладками и затягивается специальным креплением.

Чаша клапана изготавливается из единой поковки, но по конфигурации состоит из двух существенно различных частей: тарелки со сферическими обводами внизу и цилиндрической направляющей части вверх, в которую вворачивается по резьбе упорная втулка. Цилиндрическая часть клапана входит в колоколообразную выемку крышки, в стенках которой закреплены шпонки. Шпонки входят своими головками в пазы, выполненные на направляющей части клапана, и препятствуют вращению последнего потоком пара.

В стенках цилиндрической направляющей части клапана, непосредственно над тарелкой клапана, выполнены шесть отверстий диаметром 12 мм, а в центре клапана одно отверстие диаметром 39 мм, которое служит седлом для головки штока при закрытии клапана. Система этих отверстий при ходе штока от нижнего упора до контакта с упорной втулкой (на протяжении хода разгрузки) осуществляет перепуск пара из коробки в трубопроводы за клапаном. Если расположены на этих трубопроводах регулирующие клапаны закрыты и плотны, то при заполнении паропроводов за стопорным клапаном происходит разгрузка сил (расходом при перепуске пара), действующих на клапан. Свободный ход штока между клапаном и втулкой называется ходом разгрузки и равен 5 мм.

Шток изготавливается из поковки, имеет диаметр стержня 32 мм, поверхность этого участка штока подвергается азотированию с последующим шлифованием. Нижний участок штока имеет утолщение и заканчивается сферической головкой. Верхний конец штока, выступающий из крышки, имеет резьбу М27×1,5 для присоединения привода. Стержень штока охватывается комбинированной буксой, состоящей из нижней 11 и верхней 12 букс, запрессованных в крышку. Стопорение нижней буксы от произвольного вытеснения осуществляется гайкой, которая заворачивается в крышку и зачеканивается с торца металлом крышки от самоотвинчивания. Верхняя букса стопорится штифтом. Обе буксы имеют гладкую поверхность внутренней расточки под шток, которая упрочняется азотированием и шлифуется хоями.

Внутренние поверхности букс не имеют канавок лабиринтовых уплотнений, так как при полностью открытом клапане поток невода буртом упирается в гайку, закрывая щель между штоком и буксой, по которой возможны утечки пара. Однако трубопроводы отсосов пара необходимы для отвода протечек во время раскачивания стопорных клапанов.

В стопорных клапанах первых турбин К-300-240-I букса штока была наборной и состояла из восьми втулок с лабиринтовыми канавками, предназначенными для уменьшения протечек пара по штоку. В местах отсосов протечек пара по штоку между этими втулками установлены две специальные, имеющие боковые отверстия для отвода пара. Наружный диаметр втулок выполняется относительно

внутреннего диаметра расточки отверстия в крышке с зазором 0,01 мм на диаметр, что не требовало их запрессовки на большую глубину, облегчая сборку и разборку. Внизу пакет втулок упирался в буртик крышки, а сверху он поджимался фланцем со шпильочно-резьбовым соединением. Практика эксплуатации турбин показала низкую надежность наборных бус, и завод отказался от их применения.

В стопорном клапане применено бесфланцевое крепление крышки в паровой коробке. Крышка прижата к паровой коробке упорной гайкой, ввинчивающейся в паровую коробку. В паровой коробке и упорной гайке нарезана мощная упорная трапецидальная резьба. Между крышкой и упорной гайкой закладываются уплотнительное и подкладное кольца. Чтобы при затяжке гайки 15 крышка 6 не проворачивалась, она стопорится штифтом 18, который ранее устанавливался вертикально, но затем был применен горизонтально закладываемый штифт, что оказалось более технологичным при сборке и мехобработке. Упорная гайка 15 от самоотвинчивания удерживается контргайкой 19, ввинчивающейся на крышку паровой коробки по резьбе М16Х0,4.

Уплотнительное кольцо выполнено из аустенитной стали. Оно имеет внутренних и наружных конусы под углами соответственно 61° и 80°. Кольцо закладывается в ответную выемку, образованную фасками с углом 60° и 81° на смежных буртиках корпуса и крышки. Уплотнительное кольцо предназначено для заполнения указанной выемки между корпусом и крышкой под давлением упорной гайки 15. Чтобы избежать неплотности между корпусом и крышкой вследствие перекосов уплотнительного кольца необходимо перед окончательной затяжкой упорной гайки выполнить пробное завинчивание ее до упора в уплотнительное кольцо и по краске убедиться, что прилегание сопрягаемых торцов упорной гайки и уплотнительного кольца происходит по замкнутой окружности.

Регулирующие клапаны ЦВД турбины К-300-240-1. Пар в ЦВД подается через группу регулирующих клапанов, которая состоит из трех клапанов диаметром 75 мм неразгруженного типа и четырех клапанов диаметром 120 мм разгруженного типа. Клапаны диаметром 75 мм на схеме парораспределения (см. рис. 7.1) установлены под номерами 1, 3 и 5, клапаны диаметром 120 мм под номерами 2, 4, 6 и 7.

На рис. 7.5 изображен регулирующий клапан ЦВД диаметром 75 мм неразгруженного типа. Клапан находится в сварно-литой коробке 1, в которую запрессовано седло 2 с иатгом 0,14 0,18 мм по наружному диаметру 125 мм. Внизу седло удерживается от выпрессовывания двумя штифтами 3. Седло является нижним упором чаши клапана 4, который выполнен со штоком диаметром 42,5 мм из одной поковки. Износостойчивость поверхности штока повышается азотированием, после азотирования поверхность штока шлифуется. Верхний конец штока имеет резьбу М42×3 (ранее применялись резьбы М36×2 и М42×2) для присоединения деталей подвески. Направляющая часть головки клапана имеет шлицы, входящие в ответные пазы нижней бусы 5, препятствующие вращению клапана потоком пара.

Возвратно-поступательное движение штока направляется разрезной буксой, состоящей из нижней 5 и верхней 6 бус, запрессованных в крышку 7

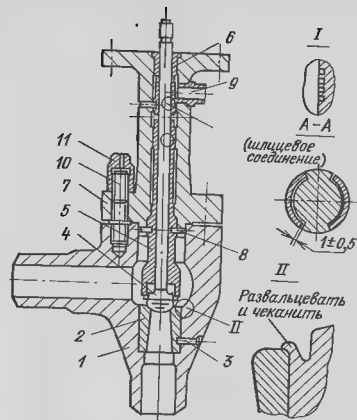


Рис. 7.5. Регулирующий клапан диаметром 75 мм турбины К-300-240-1

Нижняя буска 5 сажается в расточку крышки по трем пояскам: внизу с диаметрами 90 и 72 мм, сверху — диаметром 70 мм. Уступ между посадочными диаметрами 90 и 72 мм является упором при посадке бусы в крышку на требуемую глубину. От произвольного выпрессовывания бусы 5 стопорится двумя глухими штифтами 8. Штифты 8 запрессовываются в посадочный пояс бусы. При этом штифты пронизывают выступ крышки, направляющий ее при сборке относительно расточек паровой коробки 1 и выполняющий функцию центровки расточек под шток в бусах 5 и 6 с расточкой седла под клапан. Когда коробка 1 закрыта крышкой 7, штифты 8 оказываются в ловушке; произвольно выпать они не смогут, поэтому в данной конструкции штифты не требуют стопорения сваркой или с помощью резьбовых соединений. Место установки штифтов 8 выбрано близко к упорному бурту с учетом исключения вероятности их срезания.

Верхняя буска 6 запрессовывается в крышку 7 сверху. Посадка осуществляется по двум пояскам. Глубина посадки бусы 6 определяется имеющимся на ее верхнем торце упорным буртиком. При правильной посадке обеих бус расстояние между их смежными торцами равно 18—20 мм. От произвольного выпрессовывания бусы 6 стопорится одним глухим штифтом, таким же, как штифты 8. Штифт запрессовывается в нижний посадочный пояс бусы 6 и в стенку крышки 7. Снаружи штифт обваривается по периметру.

Поверхности внутренних расточек обеих бус подвергаются азотированию и шлифуются до диаметра 42,5 мм. На этих поверхностях выполнены

канавочные уплотнения с целью уменьшения протечек пара по кольцевым зазорам между штоком и буксами. Входные и выходные кромки канавок острые. Уплотнения штока в зависимости от размеров участков и перепадов давления на участках делятся на две ступени. Первую ступень уплотнений образует нижняя букса. Протечки пара из паровой коробки по кольцевой щели с канавками вдоль буксы 5 достигают камеры между буксами, из которой отводятся в линию к деаэратору по трубопроводам отсосов 9. Вторая ступень уплотнения образуется зазором с канавками между штоком и верхней буксой 6. Приблизительно в середине буксы 6 имеется камера, соединенная с подогревателем, давление в котором несколько ниже атмосферного (например, 0,9–0,97 атмосферного).

Так как камера отсоса в верхней буксе находится под давлением ниже атмосферного, выбросы пара в машинный зал исключены. Существует даже некоторый подсос воздуха из машзала в салыниковый подогреватель, который необходимо устранить. Это осуществляется выбором малого перепада давления между атмосферой и подогревателем и продолжением канавочного уплотнения до верхнего торца буксы 6.

Крышка 7 с буксами и клапаном садится в коробку 1 по направляющему пояску диаметром 145 мм, который обеспечивает центровку клапана (и штока) относительно седла 2. Плоскость разреза крышки и корпуса уплотняется при обтягивании крепежа, состоящего из десяти шпилек 10 с резьбой М48 длиной 225 мм и колпачковых гаек 11 к ним.

Рабочий ход клапанов диаметром 75 мм равен $25 + 0,25$ мм.

На рис. 7.6 изображен регулирующий клапан с посадочным диаметром 120 мм. Несмотря на то что этот клапан разгрузочного типа, в нем имеется много элементов, конструктивно подобных элементам клапана диаметром 75 мм. К таким элементам относятся коробка и крышка клапана, а также способ их крепления и затяжки, разрезная букса, седло и метод стопорения седла и букс, выполнение отсосов протечек пара, уплотнения щелей между буксами и штоком. Однако при этом имеются и существенные отличия, определяемые принадлежностью клапанов к разным типам конструкций.

Шток приводит в движение чашу клапана, подрезанную снизу. На плоскости подрезки клапана имеются два глухих отверстия диаметром 9 мм под ключ, в центре клапана отверстие диаметром 40 мм, верхняя кромка которого имеет скругление и является седлом разгрузочного клапана. Роль разгрузочного клапана выполняет шток, головка которого своей сферической поверхностью радиусом 45 мм перекрывает центральное отверстие в клапане с диаметром посадки 45 мм. В клапан ввинчивается по резьбе гильза. В плоскости упора гильзы и клапана устанавливается винт 14, предотвращающий самоотвинчивание клапана и гильзы.

Положение плоскости упора гильзы и клапана так согласовано с остальными размерами деталей, что ход разгрузки штока между клапаном и гильзой равен 4 мм. Разгрузка клапана осуществляется интенсивным выпуском пара из внутриклапанного пространства через большое сечение, открываемое разгрузочным клапаном, и ограничением впуска пара внутрь

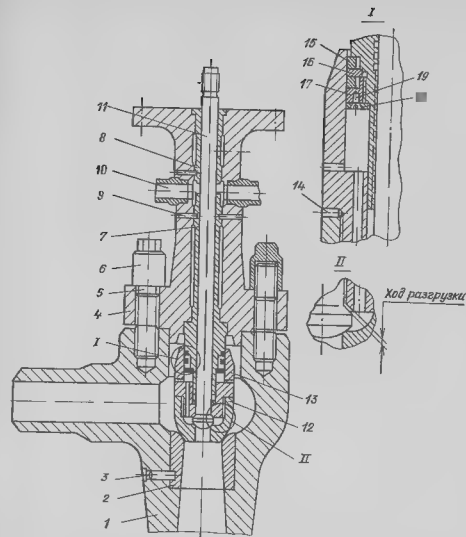


Рис. 7.6 Регулирующий клапан диаметром 120 мм турбины К-300-240-1:
1 – коробка клапана, 2 – седло; 3 – штифт; 4 – крышка; 5 – шпилька; 6 – гайка; 7 – букса нижняя; 8 – букса верхняя; 9 – винт; 10 – трубопровод отсоса пара; 11 – шток; 12 – чаша клапана; 13 – гильза; 14 – винт; 15 – поршневое кольцо; 16 – кольцо промежуточное; 17 – гайка поршневых колец; 18 – стопор гайки; 19 – винт

клапана. Выпуск пара из клапана осуществляется при перестановке штока из положения упора в клапан в положение упора в гильзу. При этом пар удаляется из пространства между гильзой и буксой по восьми отверстиям диаметром 12 мм, далее – через цилиндрическое сечение, определяемое подпятником штока над клапаном, и через отверстие диаметром 40 мм в клапане.

Ограничение впуска пара внутрь клапана осуществляется уплотнением зазора между буксой и гильзой поршневыми кольцами. Два поршневых кольца установлены в нижней буксе. Конструкция нижней буксы и вспомогательных установочных деталей (промежуточного кольца, гайки, стопора с четырьмя винтами) обеспечивает установку поршневых колец в пазы без их предварительной деформации разводкой в замке. Стопор, удерживающий гайку от самоотвинчивания, надет на квадратный выступ буксы и сам имеет в центре квадратное отверстие. Гильза и клапан удерживаются от вращения

поток пара тоже благодаря квадратным профилям центрального отверстия в гильзе и сопрягаемого выступа бусы. Поверхность гильзы, соприкасающаяся с поршневыми кольцами, подвергается азотированию. При хорошем состоянии этой поверхности поршневые кольца являются очень хорошим уплотнителем, несмотря на то, что при высокой температуре материал колец довольно быстро теряет упругость. Плотность, обеспечиваемая поршневыми кольцами, настолько высока, что при быстром закрытии клапана в аварийном режиме внутри него возникает относительное разрежение, заметно уменьшающее скорость закрытия клапана. Чтобы устранить замедление хода клапана при закрытии, в стенках гильзы выполнены два отверстия диаметром 6 мм. Степень разгрузки данного клапана достаточно велика при большом перепаде давления в объемах до и после клапана и при значительном превосходстве площади выпуска над площадью впуска пара (в 4—7 раз). При малом перепаде разгрузка клапана практически не нужна.

Рабочий ход клапана — 30 мм, ход разгрузочного клапана — 4 мм.

Регулирующие клапаны ЦВД турбин К-300-240-3, К-500-240-4, К-800-240-3 и К-800-240-5. Турбины указанных типов имеют по четыре разгрузочных регулирующих клапана ЦВД. По конструктивному исполнению эти клапаны аналогичны клапанам турбины К-300-240-1 диаметром 120 мм. Необходимо лишь отметить, что поверхности деталей, контактирующие с поршневыми кольцами, с 1980 г. упрочняются методом химического никелирования.

Модернизация регулирующих клапанов ЦВД. ЛМЗ постоянно проводит исследовательские работы по повышению технико-экономических показателей и надежности регулирующих клапанов. В результате достаточно трудоемких исследований заводом создан регулирующий клапан новой конструкции, не имеющий поршневых колец, которые в паровых клапанах являются одним из главных источников отказов. Этот клапан разгрузочного типа, с посадочным диаметром 200 мм состоит из семи деталей, размещенных в паровой коробке (рис. 7.7).

Чаша клапана 1 усеченной формы, имеет центральное разгрузочное отверстие диаметром 75 мм и два глухих отверстия под ключ диаметром 15 мм, глубиной 16 мм, с расстоянием между центрами 160 мм на нижнем торце. Нижним упором чаши клапана является седло, запрессованное в паровую коробку. Чаша по резьбе М160×4 мм ввинчена в гильзу 2, которая при движении чаши является направляющим элементом. Наружный направляющий диаметр гильзы и сопряженный с ним внутренний диаметр корпуса 3 равен 192 мм. В корпус запрессована нижняя буска 4 диаметром 150 мм. Поверхность внутренней расточки буски диаметром 45 мм имеет лабиринтные канавки по всей длине. Нижняя часть буски снаружи выполнена четырехгранной для предотвращения вращения чаши клапана и гильзы потоком пара. На корпус 3 надет защитный кожух 5. Кожух 5, корпус 3 и буска 4 пропитаны тремя глубокими штифтами диаметром 30 мм, и при ревизии регулирующего клапана эти детали извлекаются одновременно, для чего из коробки клапана на

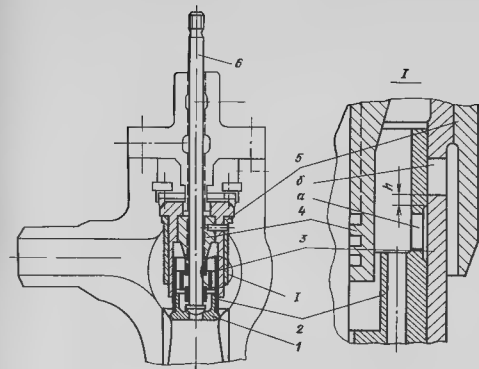


Рис. 7.7. Регулирующий клапан турбины К-800-240-5

верхнем торце корпуса 3 предусмотрены два отверстия с резьбой М24 под рывм-болты.

В боковых поверхностях гильзы 2 и корпуса 3 имеются каналы а и б для подвода пара внутрь клапана при подъеме клапана над седлом на величину h . В момент отрыва чаши клапана от седла клапан работает как разгрузочный, при ходе клапана более h степень разгрузки клапана уменьшается, что способствует гашению вибраций клапана, свойственных регулирующим клапанам при подъемах до 50% рабочего хода. Защитный кожух 5 препятствует попаданию внутрь клапана механических примесей, которые могут содержаться в подводимом к клапану паре.

Подъем клапана 1 и гильзы 2 осуществляется штоком 6 диаметром 45 мм после выбора последним хода разгрузки, равного 6 мм. Внизу шток заканчивается сферической головкой, являющейся одновременно разгрузочным клапаном. Посадка головки штока на разгрузочное отверстие клапана происходит по диаметру 85 мм. Верхний конец штока имеет резьбу М42×3 мм для привода сервомотора.

Рабочий ход клапана равен 80 ± 2 мм, ход штока 86 ± 2 мм.

Уплотнение клапана от протечек пара выполнено с помощью конического кольца, лабиринтовых уплотнений кольцевых зазоров и системы отсосов пара, подобной описанной в § 7.2.

Регулирующие клапаны ЦВД, аналогичные приведенному на рис. 7.7, прошли длительные испытания в турбинах типа К-800-240-3 и показали высокую надежность в эксплуатации. В настоящее время регулирующие клапаны этого типа применяются в системах парораспределения турбин К-800-240-5 и К-500-240-4.

При монтаже и ремонтах парораспределительных клапанов (стопорных, регулирующих и сбросных) необходимо убедиться в их плотности при посадке на седло по краске. При этом при посадке чаши клапана на седло контакт между этими деталями должен быть по замкнутой окружности. В случае если контакт между седлом и чашей клапана отсутствует на дуге окружности менее 90° , рекомендуется для достижения плотности выполнить притирку седла и клапана. Если контакт между седлом и чашей клапана отсутствует на дуге более 90° , следует откорректировать центровку чаши клапана относительно седла. При этом возможна проточка центрирующего буртика крышки, который входит в расточку коробки клапана и определяет соосность расточки буксы и седла.

Несоосность седла и чаши клапана кроме разуплотнения системы парораспределения способствует ускорению износа деталей клапанов. При посадке на несоосное седло чаща клапана «опрокидывается», что приводит к изгибным деформациям штока, а в некоторых случаях к заклиниванию направляющих деталей клапана: гильзы в корпусе (или в направляющей части крышки), гильзы и буксы, шлицевых соединений. Наиболее опасны при этом деформации штока. Под действием большой ударной нагрузки при посадке чаши клапана на седло (например, при срабатывании защиты) в штоке возникают большие напряжения, особенно в галтели между телом и головкой штока, где наиболее вероятно появление и развитие усталостной трещины.

При ремонтах и ревизиях клапанов рекомендуется:

- проверить шток клапана на отсутствие искривлений; допускаемый бой не должен превышать $0,05$ мм на длину штока;
- проверить перпендикулярность опорной поверхности фланца горизонтального разъема (между коробкой клапана и крышкой) крышки к оси запрессованной в нее буксы; отклонение не должно превышать $0,03$ мм;

- проверить перпендикулярность опорной поверхности горизонтального разъема фланца паровой коробки клапана к оси седла; отклонение не должно превышать $0,03$ мм;

- проверить совпадение осей буксы и седла; допускаемая несоосность не более $0,05$ мм.

Пригонка соосности седла и буксы может производиться за счет смещения крышки с проточкой ее по центрирующему пояску. Положение крышки после выполнения центровки клапана должно фиксироваться двумя горизонтальными цилиндрическими штифтами, которые устанавливаются в зазор между фланцами крышки и паровой коробки под углом 90° один к другому.

При проточке посадочных поверхностей ремонтных букс (или седел) несоосность этих поверхностей относительно расточки буксы (седла) не должна превышать $0,02$ мм.

Причиной неполадок в системах парораспределения часто бывает выпрессовка седла. При изготовлении турбины на заводе седло устанавливается в расточку гнезда паровой коробки с натягом до $0,5$ мм. Чтобы этот натяг не ослаб, необходимо на режимах пуска и остановки турбины поддерживать рекомендованный заводом-изготовителем температурный режим металла паровых коробок клапанов. Если при прогреве перед разворотом и при нагружении турбин увеличить скорость прогрева коробки клапана сверх рекомендованной заводом, то седло, как менее массивная деталь, прогревается значительно быстрее. При этом седло увеличивалось бы в размерах, если бы его не обжимала по посадочной поверхности более массивная и холодная коробка клапана. На посадочном диаметре седла и коробки появляются контактные напряжения, которые могут достигнуть предела текучести металла седла при его перегреве относительно паровой коробки на 50 — 100°C . Происходит обмятие седла по посадочному диаметру и ослабление посадки при последующем прогреве паровой коробки. Регулярные перегревы седла после нескольких циклов приводят к исчезновению натяга, а при остановках турбины с расхождением между седлом и клапаном может образоваться зазор по посадочной поверхности, так как температурный градиент между седлом и паровой коробкой приобретает знак, противоположный возникающему при перегреве седла.

Исследования, выполненные в лаборатории завода, показали, что на седло в некоторых режимах развивается выпрессовывающее усилие в 100 — 150 кН. Если оно превышает силу, удерживающую седло в паровой коробке за счет натяга, седло будет сдвигаться. При этом выпрессовывающееся седло вызывает серьезные неполадки системы парораспределения, приводит к снижению экономичности турбоустановки, создает аварийные ситуации.

При эксплуатации турбины не всегда удается точно определить факт выпрессовки седла, но в большинстве случаев выпрессовка его проявляется достаточно ярко: наблюдаются самопроизвольные броски нагрузки (на 10 — 30% номинальной), металлические стук и клапанах, вибрация колонок клапанов и паропроводов (здесь под колонкой клапана подразумевается сборный модуль: паровая коробка клапан—сервомотор). При появлении признаков выпрессовки седла турбина должна быть остановлена и сомнительный клапан необходимо подвергнуть ревизии. При остановках турбин всегда следует записывать в вахтенный журнал положение сервомоторов (или чаш

клапанов) по шкале. Если сервомотор не достиг крайнего положения на закрытие, не следует осаживать его ударами или расхаживанием, а необходимо выяснить причину зависания сервомотора. При ревизии клапанов всегда необходимо проверить посадку седла осмотром зачеканки его в коробке клапана, проверкой размера от упорного буртика седла до плоскости разьема коробки, легким постукиванием медным молотком.

Сила, удерживающая седло в паровой коробке, создается натягом посадки. Зачеканка седла в паровой коробке не может создать серьезных препятствий выпрессовке седла и, скорее, служит сигнализатором его надежной посадки. Если при ревизии клапана чеканка отогнута или сколота, вероятность подвижности седла высока и надо тщательно проверить состояние деталей клапана, посадку седла, восстановить чеканку, а в дальнейшем следить за работой этого клапана, не допуская работы турбины при появлении ненормальностей в работе клапана и признаков выпрессовки седла, которая всегда сопровождается повреждением деталей.

В качестве дополнительного стопорения седла от выпрессовки применяется установка штифтов в седло через стенку паровой коробки (например, штифт 3 на рис. 7.5). При этом предпочтительна установка штифта по возможности ближе к упору седла. Стопорение штифтом не предотвращает выпрессовку седла. Это необходимо учитывать при эксплуатации турбины и обеспечивать рекомендованные заводом режимы прогрева металла. Регулярные нарушения режимов прогрева металла при переходных режимах турбины могут быстро привести к исчезновению натяга в посадке седла, к срезанию стопорных штифтов, выпрессовке седла и аварии.

Выпрессовка седел, как показывает опыт эксплуатации, может привести к следующим неполадкам: уменьшению посадочного диаметра седла, повреждению деталей клапана, обрыву упорного буртика седла, смятию и сколу упорных и посадочных поверхностей коробки клапана, срезу штифтов, растрескиванию и вырыву металла вокруг штифтов, вибрации паропроводов и обрыву их подвесок. Эти и подобные им повреждения могут наблюдаться в различных сочетаниях.

Для восстановления нормального натяга в ослабленных посадках седел можно применить наплавку поверхности седла электродами марки ЭА395/9. При наплавке поверхность седла должна быть защищена до металлического блеска и обезжирена. Наплавку необходимо производить без подогрева и последующей термообработки, при постоянном токе 80—90 А с обратной полярностью, электродами диаметром 3 мм, в один-два слоя, с тщательной заделкой кратеров. Седла изготавливаются из материалов, электросварка которых не рекомендуется, поэтому указанный режим наплавки необходимо тщательно

соблюдать, наплавку вести «холодно», не допуская местного нагрева седла более 70—100° С.

Наплавленную поверхность седла обработать по наибольшему диаметру посадочного отверстия в коробке, увеличенному на величину натяга, согласно технической документации завода-изготовителя. После обточки наплавленного слоя и шлифовки его до седьмого-восьмого класса шероховатости поверхности необходимо выполнить контроль наплавленного металла травлением на отсутствие трещин. При обработке седла необходимо обеспечить соосность посадочной поверхности и поверхности внутренней расточки до 0,02 мм. Установленное в коробке седло следует застопорить сверху металлом коробки, зачеканенным на четырех (трех или двух) участках длиной 50—70 мм. Если конструкция паровой коробки допускает установку стопорных штифтов, то необходимо установить их.

Если в результате выпрессовки седла произошло повреждение посадочных поверхностей седла и коробки, то после восстановления поверхности коробки и проточки седла между этими деталями может образоваться большой зазор—до 3—5 мм на сторону. В таком случае нежелательно производить наплавку больших объемов аустенитными электродами. Целесообразно на седло установить промежуточную втулку, которая в конечном счете будет посажена с натягом по внутренней и наружной поверхностям. Материалом для изготовления такой втулки может служить отрезок трубы для паропровода свежего пара или горячего промперегрева.

Для вывода заборки на профильную и запорной поверхностей клапана допускается шлифовка с равномерным снятием слоя металла до 0,2 мм. При повреждениях, имеющих большую глубину дефектов, клапан рекомендуется заменить или согласовать технологию ремонта с заводом. Поршневые кольца, имеющие задиры, смятия, повреждение замка, истирание наружного диаметра более чем на 1 мм, штоки клапанов, имеющие разрывы и трещины в металле, искривление более 0,05 мм на длину штока, подлежат замене. Буксы и направляющие детали клапана, имеющие поврежденные (разбитые) шлицевые поверхности или поверхности шпоночных пазов и шпонок, также подлежат замене. Всегда подлежат замене буксы, если в них деформированы поверхности внутренних расточек вследствие обмятия их штоком под действием поперечных колебаний клапана.

Корпусные детали узлов парораспределения коробки клапанов, как правило, имеют сложную конфигурацию. К ним предъявляются требования малого аэродинамического сопротивления, высокой длительной прочности, удовлетворительной свариваемости. В большинстве случаев заготовки коробок клапанов выполняются из стали и литья марки 15Х1М1СЛ.

Штоки клапанов изготавливаются из стали марок 18Х1МНФБ-Ш и 15Х1МФ. К материалу штоков предъявляются высокие требования по прочности, жаропрочности, показателям пластичности. Для температур пара до 500° С возможно применение стали 25Х2МФА. Марки стали с удовлетворительными характеристиками прочности и жаропрочности, но с пониженными показателями пластичности, склонные к охрупчиванию, чувствительные к надрезам, применять для изготовления штоков клапанов недопустимо.

Патрубки коробов (пароприемные и пароводящие), в зависимости от их конфигурации, могут изготавливаться из литых, кованых, проката стали 15Х1МФ или 12Х1МФ. Эти же материалы применяются для изготовления клапанов, бус и закрепленных на них деталей.

Для изготовления седел используются стали Р2М и Р2МА, уплотнительных колец 1Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т, поршневых колец 18Х1МНФБ, 15Х1МФ и 1Х1МФ, крепежных деталей 20Х1М1Ф1-тр, 25Х1МФ и 25Х2М1Ф.

Глава восьмая

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

8.1. СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Процесс управления турбинной установкой во время эксплуатации складывается из следующих операций:

1. Поддержание стабильного режима работы турбины (заданной мощности или частоты вращения) или изменение этого режима, например согласно диспетчерскому графику. К таким изменениям режима следует отнести также пуск турбины, переход на холостой ход после сброса нагрузки и т. п. Все эти операции управления связаны с изменением расхода пара в турбину в большинстве случаев с помощью регулирующих клапанов.

2. Стабилизация параметров вспомогательных систем турбоустановки: давления пара в коллекторах уплотнений, температуры масла на смазку, уровня в конденсаторе и т. п. Для поддержания каждого из таких параметров имеются свои регулирующие системы.

3. Включение и отключение насосов и других механизмов турбоустановки, а также изменение положения запорной ар-

матуры во время ввода в работу различных систем турбины или же при включении резервного оборудования.

4. Аварийное отключение турбины и вспомогательного оборудования при возникновении недопустимых отклонений в работе.

Операции управления турбинной установкой в последнее время все в большей мере автоматизируются. Среди всех операций наиболее важным и ответственным является управление расходом пара в турбину, которое осуществляется посредством системы автоматического регулирования (САР). Системы регулирования турбин ЛМЗ на сверхкритическое давление конструктивно значительно отличаются от имеющихся на турбинах меньшей мощности. При этом они однотипны для всей серии турбин СКД. В основе разработки САР лежали требования, предъявляемые к регулированию современных конденсационных турбин для мощных энергоблоков.

Эти требования изменяются с развитием турбостроения и смежных отраслей техники. Применительно к турбинам СКД к появлению новых требований привели существенное изменение динамических характеристик турбин из-за введения промежуточного перегрева пара, относительного снижения (по отношению к мощности) момента инерции валопроводов и необходимость привлечения турбоагрегатов к решению задач устойчивой работы энергосистем. Все это стимулировало разработку электрогидравлических систем регулирования. Блочный принцип работы котла и турбины, внедренный одновременно с проектированием турбин СКД, потребовал реализовать в рамках САР турбины меры по согласованию режимов работы этого оборудования. Переход в настоящее время на микропроцессорную технику в системах регулирования турбин позволяет по-новому решить вопросы диагностики работы оборудования, оптимизации процессов управления и т. п. Приведем основные требования к САР турбины СКД.

Противоразгонная защита турбины. При отключении генератора от сети система регулирования должна так быстро закрыть регулирующие клапаны, чтобы частота вращения не достигла установившейся частоты автомата безопасности, наблюдаемого обычно на 110-112% от номинальной частоты вращения. Помимо эксплуатационных преимуществ, связанных с возможностью быстрого повторного включения генератора в сеть, удержание сброса нагрузки САР турбины необходимо, так как обеспечивает первую ступень противоразгонной защиты. В случае отказа САР должна сработать 2-я ступень защиты — автомат безопасности. Однако и после их срабатывания требуется еще некоторое время на закрытие стопорных клапанов и на истечение пара, содержащегося в трубопроводах между клапанами и проточной частью и в цилиндрах турбины.

Заброс частоты вращения в этом случае неизбежно будет превышать уставку срабатывания регулятора безопасности. Международными нормами оговаривается, что даже в таком маловероятном случае, как выход из строя системы регулирования и работе только одной системы защиты, заброс частоты вращения при сбросе полной нагрузки должен быть ограничен величиной 120%, при которой обеспечивается прочность всех вращающихся деталей.

Вместе с тем наряду с уменьшением постоянной времени разгона турбины T_a (6,7, 6,0 и 5,1 с соответственно для турбин 300, 500 и 800 МВт по сравнению, например, с 9 с у турбины 100 МВт), где T_a — время, в течение которого при сбросе номинальной нагрузки и неподвижных регулирующих клапанах частота вращения увеличивается на 100%, у турбин СКД для повышения маневренности и технологичности изготовления потребовалось снять регулирующие клапаны с цилиндров. Это привело к увеличению объемов пара между клапанами и цилиндрами и к заметному дополнительному разгону турбины даже при мгновенном закрытии клапанов. Столь неблагоприятные обстоятельства потребовали максимально увеличить быстродействие системы регулирования на закрытие (клапаны закрываются через 0,15–0,2 с после подачи сигнала) и внедрить ряд специальных устройств, главным образом, в составе электрической части САР.

Участие турбины в противоаварийном регулировании энергосистем. При возникновении короткого замыкания на линиях электропередачи (ЛЭП) мощность генератора, расположенного вблизи участка линии с коротким замыканием, падает, генератор начинает ускоряться вследствие избыточной мощности турбины, угол между векторами ЭДС генератора и напряжения ЛЭП увеличивается. Если в результате в момент отключения участка с коротким замыканием и восстановления напряжения угол между вектором ЭДС генератора и напряжением линии окажется больше предельного, при котором мощность генератора равна мощности турбины, то генератор будет продолжать ускоряться, синхронная работа генератора с сетью нарушится. Произойдет потеря динамической устойчивости ЛЭП. При отключении участка с коротким замыканием конфигурация системы ЛЭП может измениться таким образом, что максимальная передающая способность линий, оставшихся в работе, окажется недостаточной для передачи прежней мощности агрегата. Тогда даже при отсутствии нарушения динамической устойчивости произойдет нарушение синхронной работы: будет потеряна статическая устойчивость. Нарушение статической устойчивости может произойти и без коротких замыканий, например при переключении линий или неправильном регулировании обменной мощности.

Для предотвращения потери устойчивости ЛЭП предусматривается специальная противоаварийная автоматика энергосистем (ПА). Устройства ПА воздействуют на изменение конфигурации системы ЛЭП, на возбуждение генератора, увеличивая напряжение и мощность генератора, и на уменьшение мощности турбины. Наибольшие трудности с обеспечением динамической устойчивости возникают при коротком замыкании вблизи генератора. В этом случае требуется весьма быстро снизить мощность турбины, чтобы предотвратить выпадение из синхронизма. Наиболее распространенным способом быстрого уменьшения мощности на передающем конце ЛЭП является отключение генератора устройствами ПА. Такое построение ПА изменило ситуацию со сбросом нагрузки. Если раньше сбросы происходили достаточно редко (в среднем 0,3 раза в год на агрегат) и, главным образом, при нарушениях в шинпроводах генератора, то в результате действия ПА число сбросов нагрузки на ряде блоков стало на порядок больше. Сохранение турбоагрегата в работе при сбросе следует понимать не только как условие противоразгонной надежности турбины, но и как важный элемент ПА энергосистем. Это повышает требования к САР по удержанию сброса нагрузки, устойчивой работе на холостом ходу и нагрузке собственных нужд, в том числе и в режиме «квазистатика», когда давление в промперегреве еще близко к номинальному и регулирование осуществляется клапанами ЦСД. Такая устойчивая работа нужна, чтобы можно было быстро повторно включить генератор в сеть и предотвратить длительный дефицит мощности в энергосистеме после аварии.

С появлением электрогидравлических систем регулирования стало возможным использование для быстрого снижения мощности турбины так называемой импульсной разгрузки, при которой по сигналам ПА производится кратковременное быстрое закрытие клапанов турбины с последующим через несколько секунд восстановлением режима работы. Из-за наличия паровых объемов и времени закрытия клапанов эффективность импульсной разгрузки для сохранения динамической устойчивости меньше, чем при отключении генератора. Поэтому требуется привлечение к разгрузке большего числа турбин, однако для блока процесс разгрузки несравненно легче, чем полный сброс нагрузки. Внедрение импульсной разгрузки позволяет значительно уменьшить число отключений генератора устройствами ПА, сохраняя этот режим лишь для самых тяжелых случаев. В настоящее время общепринято, что для импульсной разгрузки достаточно того же быстродействия САР, какое требуется для удержания сброса нагрузки.

Для сохранения статической устойчивости также требуется разгрузка турбины, но длительная, причем снижение мощности

может быть выполнено значительно медленнее (за 1-2 с). Однако требуется высокая точность отработки задания на снижение мощности, поскольку в противном случае потребовалась бы разгрузка с большим запасом, что в условиях дефицита мощности в послеаварийном режиме крайне нежелательно. Это требование отразилось на структуре САР — привело к введению специальных устройств регулирования мощности с точностью 2-3% номинальной мощности (см. § 8.5).

Малое изменение средней мощности турбины при возникновении качаний частоты и мощности в энергосистеме. Электрическим системам свойственно малое демпфирование. Поэтому любые изменения схемы ЛЭП (включение и отключение линий, агрегатов) сопровождаются заметными синхронными качаниями мощности генераторов и частоты. Качания наблюдаются также при несинхронном ходе соседних агрегатов и т.п. Сами по себе эти качания не могут вызвать каких-либо нарушений устойчивой работы энергосистемы. Но если при этом из-за неблагоприятных статических и динамических характеристик регулирования турбины произойдет значительное изменение средней мощности турбины, это может привести к перегрузке отдельных ЛЭП и вызвать аварийную ситуацию в энергосистеме. Принимается, что при качаниях электрической мощности генератора с частотой 0.5-2.0 Гц и амплитудой качаний, равной 50% номинальной мощности, снижение средней мощности турбины не должно превышать 25%, а повышение — 5% исходной мощности турбины. На снижение средней мощности турбины влияют работа вблизи физических упоров сервомоторов и динамическая несимметрия САР. Скорость движения сервомоторов на открытие по ряду причин обычно меньше, чем скорость закрытия, поэтому при качаниях наблюдаются постепенное прикрытие клапанов и уменьшение средней мощности турбины. Но наиболее неблагоприятное влияние оказывает неправильное применение в САР всевозможных форсирующих устройств, используемых для удержания сброса нагрузки и увеличивающих динамическую несимметрию. Учет этого обстоятельства должен быть обязательным при выборе структуры САР.

Участие турбины в первичном регулировании частоты энергосистемы. Под первичным регулированием частоты понимается изменение мощности турбины при изменении частоты, осуществляемое непосредственно регулятором частоты вращения турбины без вмешательства специальных регуляторов энергосистемы. Последние выполняют вторичное регулирование частоты и мощности с учетом экономических критериев, воздействуя на специально выделенные для этой цели агрегаты и электростанции. Величина изменения мощности при измене-

нии частоты определяется степенью неравномерности δ (статизмом) и степенью нечувствительности ϵ системы регулирования турбины. С развитием и объединением энергосистем мгновенные отклонения частоты от среднего значения стали значительными [2]. Даже при отклонении такого мощного блока, как блок 800 МВт, отклонение частоты невелико. Однако роль первичного регулирования несколько не уменьшается ни в нормальных, ни, тем более, в аварийных режимах работы энергосистем. Объединенные энергосистемы представляют собой крупные части (системы), связанные относительно слабыми ЛЭП. Разная способность этих крупных частей к изменению мощности при изменении частоты (разный статизм энергосистем, который определяется статизмом и нечувствительностью составляющих энергосистему агрегатов) приводит к перегрузке отдельных ЛЭП, усложняет регулирование и ограничение обменной мощности, передаваемой по этим ЛЭП. С этой точки зрения требования к САР были ужесточены. Уменьшен допуск на величину δ (согласно [4] $\delta = 4.5 \pm 0.5\%$), уменьшена величина ϵ (по [4] требуется $\epsilon = 0.06\%$). Представляется также неприемлемым стремление исключить из участия в первичном регулировании частоты путем существенного увеличения степени неравномерности мощные энергоблоки, турбоагрегаты ТЭЦ, хотя во вторичном регулировании частоты участие может быть обязательным.

Еще более возрастает роль первичного регулирования частоты в аварийных и послеаварийных режимах, когда происходит разделение объединенной энергосистемы на ряд мелких систем с дефицитом или избытком мощности в них. Первичное регулирование турбин в этом случае является наиболее эффективным средством предотвращения развития аварии, и основным требованием является участие в этом регулировании всех энергоблоков.

Пожарная безопасность систем регулирования. Выполнение регулирования турбин без применения гидравлических исполнительных механизмов практически невозможно. Однако используемое в гидросистемах нефтяное масло являлось одним из главных источников пожаров на электростанциях. Число пожаров, вызываемых авариями регулирования, составляет 40%, систем смазки 60%. Однако убытки от пожаров в системе регулирования за год оцениваются вдвое выше, чем в системе смазки, т.е., пожары из-за повреждений в системе регулирования бывают более разрушительными. При переходе к турбинам СКД и использованию нефтяных масел в САР пожароопасность дополнительно увеличилась, так как стало невозможным разместить все узлы регулирования в одном блоке, потребовалось выполнить регулирующие клапаны с индивидуальным приводом, протяженность маслопроводов высокого давления

резо увеличилась. Можно говорить об отключении насосов, чтобы исключить подачу масла в очаг начавшегося пожара. Однако эффективность этого мероприятия в случае больших повреждений, вызвавших пожар (например, разрыв маслопровода), невелика. Через 2—3 мин, которые потребуются для обнаружения пожара и принятия решения об отключении насосов, значительная часть маслобака будет опорожнена.

Для турбин ЛМЗ в качестве генерального направления обеспечения пожаробезопасности было выбрано применение огнестойкого турбинного масла. Вся работа проводилась в тесном сотрудничестве с ВТИ им. Дзержинского, разработавшим все отечественные огнестойкие масла для паровых турбин. Применение рабочей жидкости с вязкостно-температурными и смазывающими свойствами, аналогичными нефтяному турбинному маслу, облегчало создание быстрореагирующих высокоточных систем регулирования и позволяло использовать накопленный опыт проектирования гидравлических систем. Освоение же огнестойких масел в системах регулирования дало опыт замены нефтяного турбинного масла и в системах смазки, чтобы полностью исключить опасность масляных пожаров.

Изложенные выше требования были новыми или приобрели в определенной мере новое содержание при проектировании турбин СКД. Они обусловили специфические особенности, отличающие системы регулирования этих турбин от выпускавшихся ранее. Кроме них при создании турбин СКД учитывались, разумеется, и такие традиционные требования, как необходимые запасы устойчивости систем регулирования с учетом волновых процессов в трубопроводах, сохранение характеристик регулирования при возможном загрязнении масло-системы или отклонениях параметров рабочей жидкости, удобство наладки и обслуживания и т. п.

8.2. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН СКД

Системы регулирования турбин ЛМЗ, разработанные с учетом изложенных в § 8.1 требований, имеют следующие отличительные особенности.

1. Системы регулирования выполняются электрогидравлическими. Гидравлическими выполнены все сервомоторы, некоторые промежуточные усилители, датчик частоты вращения, система противоразгонной защиты. Объем функций, возложенных на электрическую часть системы (ЭЧСР), различен для турбин разных типов. Наличие ЭЧСР позволило, в первую очередь, ввести воздействия на мощность турбины от ПА энергосистем, получить требуемое качество работы САР,

упростив при этом гидравлическую часть. Отличительная особенность турбин ЛМЗ состоит в том, что сигнал ЭЧСР, определяющий протекание большей части переходных процессов, в установившемся состоянии близок к нулю. Поэтому отключение ЭЧСР не приводит к существенному изменению мощности и случайный отказ, например потеря питания, не требует остановки турбины. Оставшаяся в работе САР имеет худшие статические и динамические характеристики, и такой режим не должен быть длительным. Однако возможность отключения и включения ЭЧСР практически без изменения режима работы турбины упрощает процесс освоения электрогидравлических систем в эксплуатации. Разработка всех типов ЭЧСР для турбин ЛМЗ осуществлена ВЭИ им. Ленина. В настоящее время накоплен большой опыт работы ЭЧСР, созданы различные типы датчиков частоты вращения, электрогидравлических преобразователей и других устройств. На турбинах СКД теперь устанавливаются ЭЧСР третьего поколения на базе микропроцессорной техники.

2. Рабочей жидкостью в гидравлической системе является огнестойкое турбинное масло. В настоящее время применяются масла ВТИ марки «Иввиоль-3» и ОМТИ. Их основные физико-химические характеристики приведены в гл. 9. Хотя при создании огнестойких масел стремились максимально приблизить их свойства к свойствам нефтяного масла Т-22, ГОСТ 32-74, эти огнестойкие масла, относящиеся к классу эфиров фосфорной кислоты, имеют ряд существенных особенностей, которые должны быть учтены при конструировании, эксплуатации и ремонте гидросистем. Подробно эти вопросы рассмотрены в гл. 9. Наибольшее влияние на конструкцию САР оказала и оказывает более высокая стоимость огнестойких масел. По-видимому, разница в стоимости по сравнению с нефтяным маслом в 5—6 раз сохранится и далее. Вопрос же токсичности, имевший большое значение при применении первых огнестойких масел, практически решен. Масло ОМТИ относится по токсичности к тому же классу, что и минеральное турбинное масло [1]. Масло «Иввиоль-3» имеет несколько большую токсичность, однако 20-летний опыт его эксплуатации подтвердил, что она также невелика и достаточно соблюдения обычных правил личной гигиены и работы в обычной спецодежде.

Особенности огнестойких масел были своевременно учтены при проектировании систем регулирования. В основу проектирования гидросистем был положен принцип максимального уменьшения расхода и минимальной аэрации масла (§ 8.4). Это позволило для турбин 300—1200 МВт создать систему регулирования с общим количеством масла в 8—10 раз меньше, чем для турбин предыдущей серии мощностью до

200 МВт, и тем самым обеспечить широкое внедрение огнестойких масел в САР турбин разных типов.

3. Маслосистема регулирования турбин СКД отделена от системы смазки подшипников. Вначале это было связано с тем, что в первую очередь замена нефтяного масла огнестойким проводилась в системе регулирования. Опыт проектирования и эксплуатации показал, что разделять смазку и регулирование, устанавливая отдельные баки, целесообразно при применении огнестойкого масла также и в системе смазки. Системы регулирования к рабочей жидкости по содержанию механических примесей, шлама, воздуха и т. п. предъявляют более жесткие требования, которые в объединенной со смазкой маслосистеме обеспечить значительно труднее. Маслоснабжение выполняется с помощью электронасосов, а не насоса, приводимого от вала турбины. Ограничение мощности электродвигателей и трудности создания аккумуляторов больших размеров для работы на огнестойком масле привели к необходимости ограничивать расходы масла и считаться с возможностью падения напорного давления в динамических режимах. Это потребовало разработки системы с двумя напорными коллекторами стабилизированного и нестабилизированного давления. Выполнение двух коллекторов позволило при сохранении максимального быстродействия системы надежно отстроиться от возникновения в системе регулирования автоколебаний при ограниченном расходе рабочей жидкости.

4. На подводе пара после промежуточного перегрева устанавливаются как стопорные, так и регулирующие клапаны. Дублирование клапанов на паровпуске ЦСД необходимо для надежной защиты от разгона, поскольку работоспособность пара, аккумулированного в промперегреве, достаточна для недопущения большого повышения частоты вращения при отключении генератора от сети. Следует считать, кроме того, с возможностью подвода свежего пара в промперегрев через клапаны линии прогрева системы паропроводов, резервного питания собственных нужд и другие клапаны, которые в момент сброса нагрузки могут оказаться открытыми. Регулирующие клапаны ЦСД приводятся в движение сервомоторами с пропорциональным управлением, т. е. эти клапаны могут длительно находиться в промежуточном положении, пропорциональном сигналу регулятора частоты вращения. Такой закон управления клапанами ЦСД нужен для того, чтобы устойчиво, без автоколебаний работать на холостом ходу после сброса нагрузки, на нагрузке собственных нужд, в режиме ограничения мощности и т. п. Нужно заметить, что пропорциональное управление клапанами ЦСД позволило легко использовать турбины СКД в турбоустановках с двухбай-

пасными пусковыми схемами, в которых разrott и начальный период нагружения обеспечивается с помощью клапанов ЦСД.

5. Требуемые статические и динамические характеристики системы регулирования турбин СКД достигаются путем последовательного включения нескольких ступеней гидравлического усиления без использования обратных связей, охватывающих несколько ступеней усиления, что упрощает получение нужных запасов устойчивости, позволяет, в основном, раздельно обрабатывать и настраивать узлы системы регулирования. Для золотников гидросистемы применяются сравнительно большие перестановочные силы. В сочетании с непрерывной фильтрацией масла, предотвращающей занос зазоров между буксами и золотниками, для обеспечения малой нечувствительности нет необходимости в специальных мерах по гидравлической центровке золотников или их непрерывному вращению. Заметим, что вращение золотников, повышая чувствительность гидросистемы, одновременно приводит к износу деталей и уменьшению срока службы. В усилителе применяется как принцип компенсации расходов, что позволяет удобно суммировать гидравлические сигналы от разных датчиков, так и (на следующей ступени усиления) принцип компенсации сил, который дает возможность параллельного управления несколькими гидравлическими сервомоторами. Для привода клапанов применены индивидуальные сервомоторы с профилированными рычажными обратными связями, позволяющими выполнить непосредственное соединение сервопривода с клапаном.

8.3 ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Принципиальная схема регулирования. Схема гидравлической части одинакова для всех типов турбин СКД (рис. 8.1). Регулирующие клапаны турбины открываются гидравлическими сервомоторами в заданной последовательности в зависимости от суммы воздействий, большинство из которых формируется в электрической части. Воздействия ЭЧСР передаются в гидравлическую часть системы через электрогидравлический преобразователь (ЭГП) и электродвигатель механизма управления турбиной (МУТ). Суммирование сигналов ЭГП, МУТ и механогидравлического регулятора частоты вращения происходит в проточной гидравлической линии постоянного давления, выходящей сигнал которой перемещение подвижной буквы промежуточного золотника. В промежуточном золотнике перемещение буквы преобразуется в перемещение управляющее давление p_u , действующее на отсчетные золотники всех сервомоторов регулирующих клапанов. Давление p_u меняется пропорционально ходу буквы промежуточного золотника, но при нагрузках меньше 15% коэффициент пропорциональности уменьшается в 2 раза.

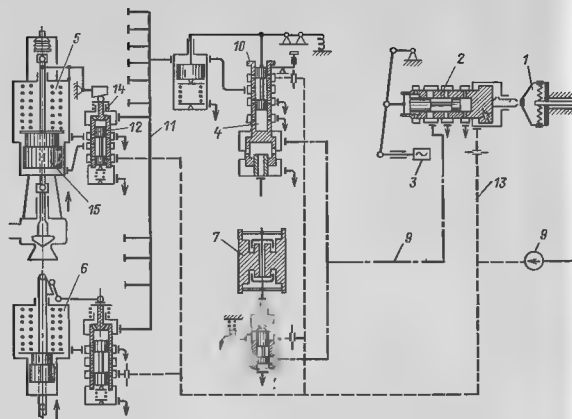


Рис. 8.1. Принципиальная схема регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — золотники регулятора частоты; 3 — механизм управления турбиной; 4 — промежуточный золотник; 5 — сервомотор регулирующего клапана ЦВД; 6 — сервомотор регулирующего клапана ЦСД; 7 — электрогидравлический преобразователь; 8 — насос; 9 — управляющая гидравлическая линия постоянного давления $p_{\text{уп}}$; 10 — подвижная буска; 11 — управляющая гидравлическая линия переменного давления $p_{\text{вп}}$; 12 — отсечной золотник; 13 — напорная гидравлическая линия с давлением $p_{\text{н}}$; 14 — буска обратной связи сервомотора; 15 — поршень сервомотора

Сервомоторы регулирующих клапанов закрываются пружинами, а открываются давлением масла, имеют кинематическую обратную связь на отсечной золотник. Требуемые характеристики открытия сервомоторов в зависимости от $p_{\text{в}}$ получаются выбором профилей кулаков в обратных связях. Суммарное открытие всех клапанов выбирается таким, чтобы зависимость между мощностью и давлением $p_{\text{в}}$ была пропорциональной (при работе с постоянным давлением свежего пара). Регулирующие клапаны ЦВД имеют индивидуальные сервомоторы. Сервомоторы регулирующих клапанов ЦСД на турбине большой мощности перемещают по два клапана.

Несмотря на значительные различия в размерах исполнительных сервомоторов, удалось при высоком быстродействии САР выполнить унифицированными промежуточные усилители и маслянонапорную станцию. Промежуточные ступени усиления размещены в двух блоках. В коробке регулирования, установленной на корпусе переднего подшипника турбины, находятся регулятор частоты вращения с золотником и механизмом

управления, автоматом безопасности с золотниками, электромагнитные выключатели защиты. В колонке регулирования, расположенной рядом на площадке обслуживания турбины, размещены промежуточный золотник и ЭГП. Маслонапорная станция, состоящая из бака емкостью $5,5 \text{ м}^3$ с двумя вертикальными электронасосами с напором $4,5 - 5 \text{ МПа}$, фильтрами и маслоохладителями, размещена на полу конденсационного помещения. Большая унификация систем регулирования кроме технологических преимуществ позволила резко сократить период отработки САР новых турбин.

Способы уменьшения расхода масла в гидросистеме. Следует учитывать, что расходы масла в статических (установившихся) и в динамических режимах, когда требуется обеспечить необходимую скорость движения сервомоторов, различны. Рассмотрим ряд конструктивных и схемных решений, направленных на уменьшение расхода масла

1. Следящий золотник регулятора частоты вращения. Гидравлический усилитель типа «подвижное сопло заслонка» широко используется для усиления сигналов датчиков, особенно при малых рабочих ходах и перестановочных усилиях датчиков. Золотник 2 (рис. 8.1) находится в равновесии при равенстве усилий, создаваемых напорным давлением $p_{\text{н}}$ на меньшую площадь дифференциального поршня и давлением p на большую его площадь. Масло в камеру с давлением p поступает через дроссельную шайбу и выходит через зазор между соплом и заслонкой. При изменении положения заслонки появляется сила, заставляющая золотник следовать за заслонкой до тех пор, пока не восстановится зазор между соплом и заслонкой и не вернется к равновесному значению давления p . Перестановочное усилие гидроусилителя (усилие, которое надо приложить, чтобы удержать золотник в неподвижном состоянии при перемещении заслонки на расстояние, соответствующее неравномерности регулирования) составляет $100 - 3000 \text{ Н}$, в то время как силовое воздействие на заслонку составляет $10 - 15 \text{ Н}$. Постоянная времени такого усилителя менее $0,01 \text{ с}$, расход масла при диаметре сопла 3 мм всего $0,1 \text{ л/с}$. Чтобы уменьшить влияние на заслонку изменения напорного давления для питания усилителя в необходимых случаях с помощью редукционного клапана подается давление более низкое, чем напорное. Если редукционный клапан установлен на сливе масла, расход возрастает до $0,3 \text{ л/с}$.

2. Гидравлические сумматоры. Сумматором воздействий является подвижная буска промзолотника 10, находящаяся в равновесии в результате равенства усилий, создаваемых давлением $p_{\text{зр}}$ и $p_{\text{н}}$ на соответствующие поверхности дифференциального поршня. Масло в камеру с давлением $p_{\text{зр}}$ поступает через регулирующие клапана буски 10 и сливается

через регулирующие окна золотников датчиков (через одно из этих окон может быть выпуск масла или выпуск и слив). В зависимости от открытия регулирующих окон золотников датчиков (регулятор частоты вращения, электрогидравлический преобразователь) буква 10 занимает такое положение, при котором открытие ее окон дает равновесное значение $p_{з.р.ч}$. Постоянная времени этого усилителя—0,01–0,02 с. Расход масла в проточной линии не остается постоянным, а зависит от режима. Наименьший расход следует выбирать при положении буквы, соответствующем номинальной нагрузке. Это обуславливает наибольшие перестановочные силы (около 4000 Н) именно в этом режиме. Ширина регулирующих окон выбирается исходя из требуемой постоянной времени. В выполненных конструкциях расход проточной линии меняется от 0,5 л/с на номинальной нагрузке до 2 л/с на холостом ходе. Чтобы ограничить максимальный расход масла, длину выпускного окна рассчитывают за пределы холостого хода примерно на величину еще одного рабочего хода. Движение буквы в этот момент перестает зависеть от ее положения, и она скачком перемещается до упора.

3. Передача воздействий от промежуточного золотника к сервомоторам. Промежуточный золотник (рис. 8.1) выполняется в виде одностороннего гидравлического сервомотора с поршнем, нагруженным пружиной, и жесткой обратной связью на отсечной золотник. Выходным сигналом является давление масла под поршнем p_y , которое подводится под золотники исполнительных сервомоторов, расположенных на различном расстоянии от промежуточного золотника. В такой системе фактический расход определяется только протечками и в зависимости от количества сервомоторов составляет 0,2–0,5 л/с.

Описанная схема передачи воздействия на золотники сервомоторов сочетается с конструкцией исполнительных сервомоторов с кинематической обратной связью на золотник. Исследования показали, что при одновременном управлении несколькими одинаковыми сервомоторами с силовой обратной связью могут возникнуть колебания, связанные с их противофазным движением. Поэтому целесообразно применять кинематическую обратную связь. Однако в этом случае золотник обычно получается дифференциальным, что плохо с точки зрения как чувствительности, так и уменьшения протечек, поскольку нужно увеличивать зазоры. Золотник одного диаметра удалось сохранить, перемещая по сигналу обратной связи букву золотника 14. Движение поршня сервомотора 15 не влияет на управляющее давление p_y , так как подвижная буква выполнена дифференциальной с равными площадями, находящимися под давлением p_y . Две полости, относящиеся к этим

поверхностям, соединены между собой, и масло при движении подвижной буквы перетекает из одной полости в другую.

4. Уменьшение зазоров. Протечки масла пропорциональны зазору между золотником и буквой в третьей степени. Уменьшение зазоров связано с повышением точности обработки деталей и степени очистки масла от механических примесей. Приемлемые результаты получаются при зазорах 0,08–0,12 мм при диаметре золотника 70–90 мм. Сравнительно высокая вязкость масла позволяет иметь малые перекрытия ход (примерно 0,2 мм при перемещении золотника на полный ход сервомотора около 12 мм). В результате протечки масла в сервомоторе с ходом 300 мм и максимальным усилием до 300 кН не превосходят 0,25–0,3 л/с.

5. Односторонний пружинный сервомотор. Поскольку сервомотор закрывается усилием пружин, дополнительное потребление масла в динамических режимах происходит только при движении в сторону открытия, когда требования к быстрдействию не столь велики. Поэтому, несмотря на меньшую, примерно, на 50%, площадь поршня двустороннего сервомотора, расход масла при односторонних сервомоторах может быть в несколько раз меньше. Время движения сервомотора на закрытие определяется требованием ограничить заброс частоты вращения при отключении генератора от сети, которое сводится к выполнению неравенства

$$\sum \kappa_i (\tau_i + 0,5T_{cl} + T_{pi}) < T_a \Delta\varphi_{\max},$$

где κ_i — доля мощности регулируемого отсека турбины; τ_i — запаздывание начала уменьшения расхода через клапан от момента отключения генератора; T_{cl} — время движения регулирующего клапана в эффективной зоне работы; T_{pi} — постоянная времени парового объема за регулирующим клапаном; T_a — постоянная времени разгона турбины; $\Delta\varphi_{\max}$ — максимальное допустимое повышение угловой скорости.

При $T_a = 5 \div 6$ с; $T_{pi} = 0,1 \div 0,3$ с; $\tau_i = 0,05$ с; $\Delta\varphi_{\max} < 0,09$ необходимо, чтобы продолжительность закрытия сервомотора была не более 0,1–0,2 с. Время же движения на открытие может быть на порядок больше. Снижение времени открытия менее 1 с несущественно улучшает динамические характеристики турбины при качаниях (рис. 8.2). Существенную роль начинают играть другие нелинейности САР.

Повышение давления пропорционально уменьшает площадь поршня и тем самым объем сервомотора и расход масла. Для турбин СКД напорное давление было повышено с 2 до 5 МПа. Однако переход на новый уровень давления — сложная задача, требующая переработки конструкций узлов, преодоления технологических (зазоры, чистота обработки, жесткость конструкции) и эксплуатационных (чистота масла, эрозия

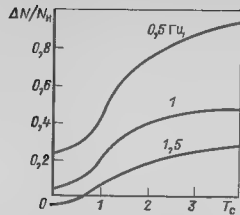


Рис. 8.2. Снижение средней мощности турбины $\Delta N/N_0$ в зависимости от продолжительности открытия сервомотора $T_{от}$ от холостого хода до номинальной нагрузки при качаниях различной частоты

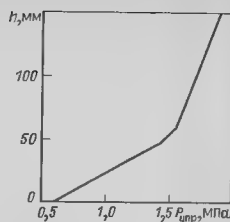
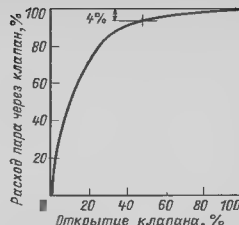


Рис. 8.3. Зависимость усилия, необходимого для открытия клапана, от степени открытия

Рис. 8.4. Изменение расхода пара через клапан при его открытии



заданной производительности маслonaпорной станции можно дать больше масла сервомоторам, клапаны которых еще не вышли на насыщение по своей расходной характеристике. Такой способ позволяет в 2—3 раза повысить максимальную скорость движения сервомоторов на открытие. Если пар в одну сопловую коробку подводится двумя клапанами, способ может быть реализован замедлением сервомотора одного из клапанов на всем ходе (установкой ограничительной шайбы диаметром 5 мм на подводе напорного масла). При подводе пара в сопловую коробку через один клапан привод масла ограничивается специальным золотником с приводом от поршня сервомотора. На ряде сервомоторов ограничение подвода масла было выполнено путем соответствующей настройки обратной связи сервомотора относительно неподвижной буксы, однако такая конструкция оказалась более сложной в наладке.

Описанные способы снижения расхода масла и повышения быстродействия САР позволили получить примерно одинаковые динамические характеристики турбин от 300 до 1200 МВт, используя унифицированные промежуточные усилители и маслонасосы.

Конструкции узлов регулирования.

1. Датчик частоты вращения. Таким датчиком в гидравлической части системы регулирования служит традиционный для турбин ЛМЗ бесшарнирный всперимный регулятор частоты (скорости) РС-3000-5. Характеристика регулятора (зависимость хода муфты регулятора от угловой скорости)—параболическая; при частоте вращения около 3000 мин⁻¹ она близка к линейной с удельной неравномерностью 150 мин⁻¹ на 1 мм хода муфты. Регулятор вращается в своих подшипниках, связан с валом турбины через шлицевой вал, допускающий смещение регулятора в осевом направлении и некоторую расцентровку осей. Конструкция подшипников привода предусматривает одностороннее прижатие регулятора. Для смазки подшипников регулятора при входе с остановленными насосами служит бачок аварийной

и т. п.) трудностей. Следует учитывать, что при увеличении давления масса и размеры сервомоторов практически не уменьшаются, поскольку они определяются в основном размерами пружин сервомотора. Переходить на новый уровень давления следует, очевидно, лишь во всесторонне обоснованных случаях.

6. Сервомотор с телескопическим поршнем. При заданном уровне давления объем сервомотора можно уменьшить, применив телескопический поршень. Усилие, требуемое для открытия регулирующего клапана, как правило, уменьшается по мере открытия клапана из-за уменьшения перепада на клапан (рис. 8.3). На большей части хода необходимое усилие значительно меньше того, которое развивает обычно сервомотор. Поэтому целесообразно после определенного хода (30—40%) дискретно уменьшать площадь поршня, примерно в 2 раза (рис. 8.3). Расчеты показывают, что таким способом можно в 1,5 раза уменьшить объем сервомотора и почти в 2 раза сократить время закрытия.

7. Последовательность открытия сервомоторов в динамике. Таким же результативным оказывается учет реальных расходных характеристик регулирующих клапанов. В связи с повышением давления за клапаном по мере его открытия зависимость расхода пара от хода клапана имеет сугубо нелинейный характер (рис. 8.4). После открытия клапана на 40—50% дальнейшее его открытие увеличивает мощность турбины только на 2—4%. Это важно с точки зрения экономичности, но не имеет значения для динамики турбины при больших возмущениях. Если после достижения зоны насыщения клапана уменьшить скорость открытия сервомотора, уменьшив подвод к нему напорного масла, то при

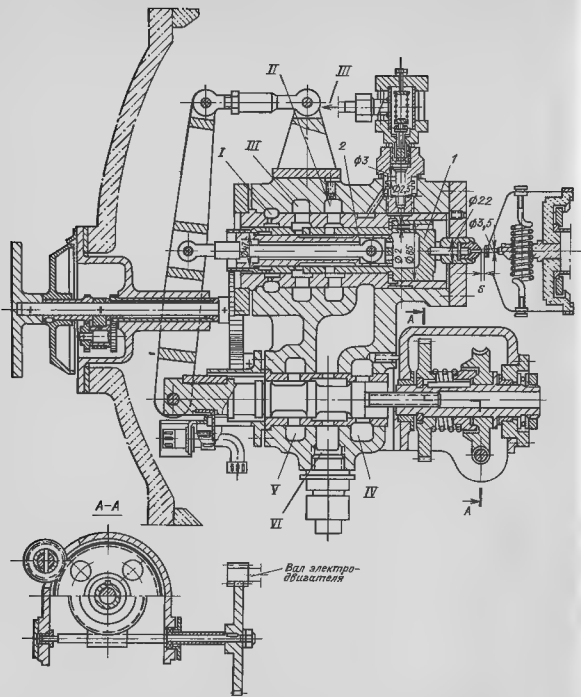


Рис. 8.5. Блок золотников регулятора частоты вращения турбины К-800-240
Линии:

I — дополнительной защиты; II — к буксе промежуточного золотника; III — слива, IV — к золотникам стопорных клапанов; V — линия подачи масла для ввода золотников автомата безопасности; VI — подвод напорного масла

смазки. Для защиты от электроэрозионных повреждений узлов регулятора шлицевое соединение изолировано от ротора турбины с помощью деталей из текстолита.

Сигнал муфты регулятора частоты вращения усиливается следующим золотником м, входящим в блок золотников регулятора

(рис. 8.5). В блоке золотников регулятора частоты вращения суммируются сигналы от регулятора частоты и от задатчика. Результирующий сигнал (открытие сливного окна, образующегося вследствие различия перемещений следящего золотника 1 диаметром 85 мм и внутреннего золотника 2 задатчика диаметром 15 мм) управляет положением буксы промежуточного золотника (см. рис. 8.1) через проточную линию постоянного давления.

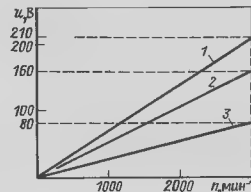
Внутренний золотник 2 задатчика перемещается механизмом управления турбиной, имеющим местный и дистанционный привод от электродвигателя постоянного тока ПЛ-072. Предусмотрена работа двигателя при двух частотах вращения. Меньшая частота (250 мин⁻¹) используется для дистанционного и автоматического управления расходом пара в турбину. Участок от холостого хода до номинальной нагрузки проходит на этой частоте примерно за 40 с. В 8 раз большая частота вращения двигателя используется для операций по возвращению МУТ в исходное положение при срабатывании защиты и при подготовке открытия регулирующих клапанов.

На подводе напорного масла к подшипникам регулятора частоты и к его золотникам установлены щелевые или сетчатые фильтры с размерами ячейки 0,6 — 0,9 мм. Кроме регулятора частоты в системе регулирования имеется электрический датчик частоты для ЭЧСР. Первоначально для этого использовался высокочастотный подвозбудитель генератора ГСП-4,5. Однако крутильные колебания его ротора вносили большие искажения в динамические процессы. Был разработан датчик ТГИ-500 с приводом от шестерни, расположенной на регуляторе частоты. Номинальная частота датчика 500 Гц. В последующем для использования в каналах ЭЧСР, связанных с противоразгонной защитой, были применены электрические датчики со звездочкой непосредственно на валу ротора (автомата безопасности): ТГИ-800 и ТГИ-3000. Различие в частоте (800 и 3000 Гц) и в мощности сигнала датчиков вызвано особенностями использования сигнала в конкретных ЭЧСР (рис. 8.6).

2. Электрогидравлический преобразователь. ЭГП предназначен для ввода в гидравлическую систему быстродействующих

Рис. 8.6. Характеристики датчиков частоты вращения

1 ТГИ-800 $I_{\text{ном}} = 2 \text{ А}$, 2 ТГИ-3000, $I_{\text{ном}} = 0,3 \text{ А}$, 3 ТГИ-500, $I_{\text{ном}} = 0,7 \text{ А}$



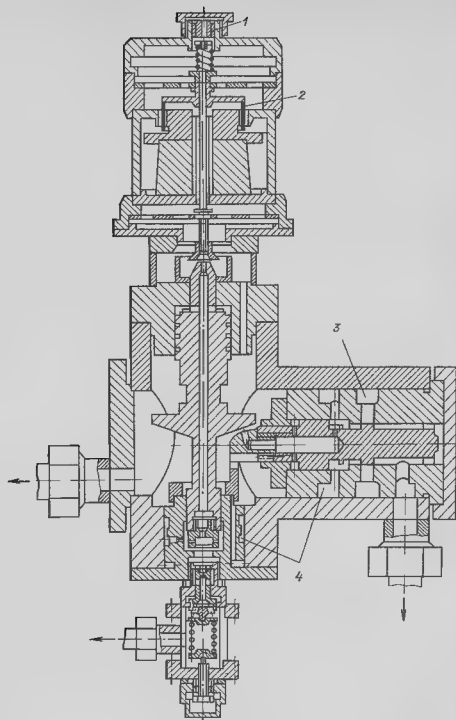


Рис. 8.7. Электрогидравлический преобразователь

1 — микрометрический винт; 2 — катушка управления; 3 — линия управления золотниками; 4 — регулятор частоты

воздействий от ЭЧСР и состоит из электромеханического преобразователя (ЭМП) и гидравлического усилителя. На рис. 8.1 показан ЭГП первоначальной конструкции, на рис. 8.7 — усовершенствованный преобразователь. В обоих вариантах ЭМП — магнитоэлектрического типа с постоянными

магнитами. Подвижная система, на которой закреплены катушки управления, подвешена на плоских спиральных пружинах. Применение более сильного магнита позволило иметь одну катушку и упростить сборку и центровку катушек.

Гидроусилитель выполнен в виде следящего золотника. При нулевом токе управления золотник находится в таком положении, при котором он не оказывает управляющих воздействий, т. е. в отсечном положении. При появлении тока золотник смещается из отсечного положения, удаляя или подавая масло в линию управления буксой промежуточного золотника, что вызывает соответствующее перемещение буквы. Наличие положительного перекрытия в управляющих запелках золотника равносильно увеличению нечувствительности ЭГП, отрицательное же перекрытие приводит к удвоению коэффициента передачи от ЭГП к буксе промежуточного золотника и обычно недопустимо по устойчивости САУ. Эти трудности привели к введению второго следящего золотника с увеличенным в 3 раза ходом по отношению к первому золотнику за счет применения косоного сопла. В итоге стали возможными необходимые малые положительные перекрытия по управляющим окнам ЭГП. Точная подстройка положения ЭГП осуществляется вращением микрометрического винта ЭМП. Ток катушки управления, необходимый для перемещения клапанов от положения номинальной нагрузки до холостого хода, равен 240 мА, сопротивление катушек 24 Ом, перемещение вертикального золотника при этом 0,55 мм, горизонтального 1,65 мм. Постоянная времени ЭМП вместе с усилителем ЭЧСР 0,02 с, а следящих золотников — около 0,01 с. Максимальный ток ЭМП допускается 1 А, соответственно увеличиваются перемещения золотников, чем обеспечиваются форсированные управляющие воздействия от ЭЧСР.

Для уменьшения влияния давления питания на сигнал ЭГП давление масла под поршнем вертикального золотника поддерживается редукционным клапаном. На подводе масла к ЭГП установлен фильтр, аналогичный фильтру в блоке золотников регулятора частоты вращения. Для снижения пульсаций истечение масла из сопла вертикального золотника происходит под уровень масла. Имеется возможность отключения ЭГП от гидросистемы, при этом предусмотрена необходимая последовательность (вначале отключается линия управления, затем напорная).

3. Промежуточный золотник. Как показал опыт, работа промежуточного золотника в наибольшей степени влияет на чувствительность САУ, поэтому отработка его конструкции было уделено особое внимание. На рис. 8.1 показана первоначальная конструкция, на рис. 8.8 — новая конструкция. Суммирование воздействий от ЭГП и золотников регулятора

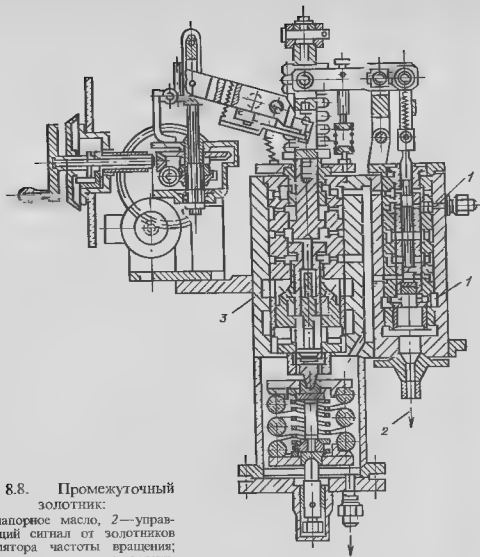


Рис. 8.8. Промежуточный золотник:

1 — напорное масло, 2 — управляющий сигнал от золотников регулятора частоты вращения; 3 — линия управления с давлением p_y

частоты вращения осуществляется подвижной буксой, управляемой проточной гидравлической линией постоянного давления, величина которого равна половине напорного. Перемещение подвижной буксы вызывает перемещение поршня одностороннего сервомотора с обратной связью на отсечной золотник. При перемещении поршня давление p_y под ним изменяется в соответствии с характеристикой пружины и используется в качестве управляющего. В новой конструкции введен еще один промежуточный усилитель с отсечным золотником. Это позволило уменьшить размеры подвижной буксы и уменьшить число направлений, что при сохранении первоначальной перестановочной силы существенно снизило нечувствительность. Исключено проворачивание буксы. Дополнительное усиление помогло выполнить более точным (из-за меньшего влияния гибкости рычагов) медленнодействующий ограничитель мощности. Он представляет собой

подвижный упор с местным и дистанционным приводом и служит для заранее вводимого ограничения мощности турбины, что требуется чаще всего при неисправности каких-либо элементов энергоблока. В новом промежуточном золотнике излом характеристики p_y , $h_{п.з}$ при нагрузках ниже 15% достигается не изменением передаточного отношения в обратной связи, а выведением одной из пружин сервомотора. Это улучшило его динамические характеристики. Как и в ЭГП, отработка конструкции привела к введению дополнительного усиления, что стабилизировало работу узла и увеличило быстродействие. С другой стороны, запаздывание из-за дополнительной ступени усиления оказалось практически несущественным.

4. Сервомоторы регулирующих клапанов. Усилия пружин, закрывающих сервомоторы, выбираются так, чтобы в нижнем положении (почти полном закрытии сервомотора) преодолеть с известным запасом выталкивающую силу штока, предполагая, что давление за клапаном не успело измениться и близко к номинальному. При таком подходе скорость закрытия сервомотора не зависит от времени истечения пара из объема за клапаном и быстродействие привода максимальное. Напряжения в пружинах выбирают относительно низкими ($\sigma_{пружины} \leq 450$ Н/мм для стали 60С2А), что, как показал длительный опыт, исключает поломки и сохраняет постоянство геометрических характеристик пружин за время эксплуатации. В сервомоторах с разным ходом применяется ряд типовых комплектов, состоящих из двух-трех пружин, работающих параллельно. Для уменьшения объемов сервомоторов применялись конструкции парораспределения с различными схемами разгрузки. В турбине К-300-240 первоначально на каждую сопловую коробку ЦВД устанавливались два клапана диаметром 75 и 120 мм, открывавшихся последовательно. Общий объем сервомоторов ЦВД и ЦСД составлял 20,7 л. В дальнейшем на каждую сопловую коробку устанавливалось по одному клапану разгруженного типа и все сервомоторы стали выполняться с телескопическим поршнем (рис. 8.9).

После 30% хода поршень 1 встает на упор и клапан дальше открывается усилием поршня 2, имеющего вдвое меньшую площадь, чем суммарная площадь поршней 1 и 2. Энергия соударения поршней при закрытии сервомотора гасится гидравлическим демпфером. На рис. 8.10 показаны результаты осциллографирования сервомоторов ЦСД с телескопическим и с обычным поршнями. Применение телескопических поршней существенно уменьшило объем сервомоторов. Он составляет 32 л для турбины 800 МВт (18,5 л в зоне эффективной работы клапанов). Можно отметить еще одно важное качество телескопических поршней. Если при полном открытии

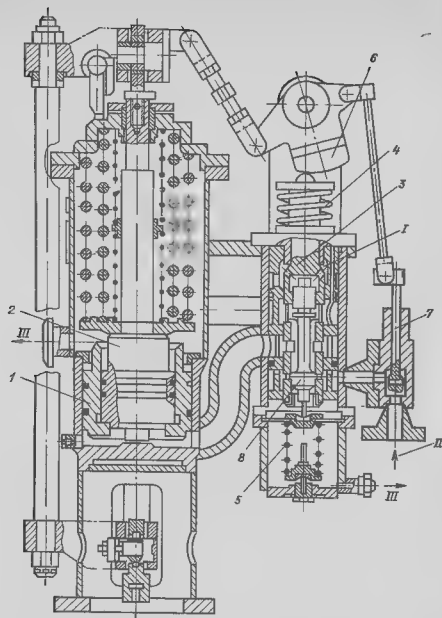


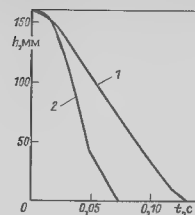
Рис. 8.9 Сервомотор регулирующего клапана

1 поршень, 2 поршень со штоком, 3—подвижная бусы; 4 пружина силового замыкания, 5 пружина золотника; 6 — кулачок обратной связи, 7 — золотник ограничения расхода; 8 — золотник сервомотора; I — управляющая линия, II напорное масло; III слив

клапана выполняется запирание протечек по штоку, телескопический поршень не создает больших усилий на шток клапана, опасных по условиям длительной прочности штока и возможной свариваемости штока с бусой. Без этого требовались бы специальные меры для уменьшения этих усилий [например, тарельчатые пружины в конце открытия сервомотора (см. рис. 8.1)].

Кинематическая обратная связь в сервомоторе (см. рис. 8.9) действует на подвижную бусу с пружиной силового замыкания. Усилие пружины выбирается с значительным запасом по

Рис. 8.10. Осциллограммы испытаний сервомоторов
1 — с обычным поршнем, 2 — с телескопическим поршнем



сравнению с силой трения подвижной бусы. Золотник сервомотора перемещается управляющим давлением p_y . Его характеристика изменяется при изменении натяжения пружины золотника. Нелинейная зависимость хода сервомотора от p_y задается профилем кулачка обратной связи сервомотора. Наличие нелинейной обратной связи усложняет конструкцию и динамику сервомотора, но позволяет непосредственно соединить сервомотор со штоком клапана без применения силовой кулачковой передачи. Этим уменьшается требуемое усилие сервомотора, повышается надежность. Соединение со штоком клапана выполняется с помощью шарнирных подшипников типа ШС или шаровыми опорами для сохранения минимальных зазоров в соединении.

Золотник сервомотора имеет одно направление и помещен внутри подвижной бусы. Нечувствительность золотника не выше 0,02—0,03 МПа, т. е. 1,5—2% диапазона регулирования. Снижению нечувствительности способствуют канавки на поверхности золотника, которые выравнивают давление по окружности и предотвращают гидравлическое прижатие золотника. Нечувствительность сервомотора по давлению под поршнем 0,05—0,1 МПа. Нечувствительность из-за силы трения в поршневых кольцах чаши клапана существенно больше, но, поскольку отсечная характеристика золотника близка к линейной (коэффициент наклона зависимости «давление под поршнем—ход золотника» при заторможенном поршне равен примерно 5 МПа/мм при ходе золотника 5—12 мм), требуемое для перемещения клапана под нагрузкой давление под поршнем практически не отражается на зависимости хода сервомотора от давления p_y .

Напорное масло к сервомотору подводится через специальный золотник, который после хода сервомотора, соответствующего эффективной работе клапана, ограничивает подвод масла шайбой диаметром 5 мм. При этом максимальное давление под поршнем отличается от напорного не более, чем на 0,3 МПа.

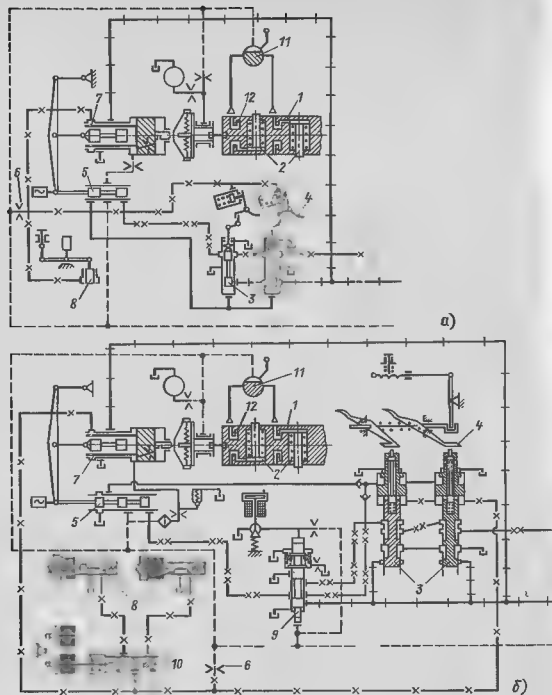


Рис. 8.11. Схемы канала защиты:

а — турбина К-300-240-1; б — турбина К-800-240-5; 1 — автомат безопасности (АБ); 2 — бойки автомата; 3 — золотник автомата безопасности; 4 — рычаги АБ; 5 — золотник механизма управления; 6 — шайба дополнительной защиты с фильтрами; 7 — окна дополнительной защиты золотника регулятора частоты вращения; 8 — золотник электромагнитного выключателя (ЭМВ); 9 — золотник предварительной защиты; 10 — золотник испытания ЭМВ; 11 — кран испытания автомата безопасности подачи масла; 12 — маслоприемник АБ

Принципиальная схема канала защиты. На рис. 8.11 изображены две схемы, реализованные на турбинах СКД. Автомат безопасности (АБ), состоящий из двух центробежных выключателей бойкового типа, воздействует на золотники автомата

безопасности через рычаги. Срабатывание золотников АБ приводит к падению давления в линии управления сервомоторами стопорных клапанов и к их закрытию, а также к перемещению бусы промежуточного золотника (поз. 4 на рис. 8.1) на закрытие регулирующих клапанов. Срабатывание золотников является необратимым. Для их взведения и подготовки к работе нужно переместить золотник механизма управления в начальное положение (на левый упор), после чего посредством МУТ можно вновь начать открывать в заданной последовательности стопорные и регулирующие клапаны. Срабатывание золотников АБ происходит также в результате падения давления в линии дополнительной защиты, масло в которую поступает через шайбу диаметром 4 мм с фильтром. Срабатывание золотников может происходить при сливе масла через окна 7 в золотнике регулятора частоты вращения при достижении частоты, превышающей номинальную на 14%, и окна в золотнике электромагнитного выключателя при действии на него электрических защит турбины или вручную. В схеме на рис. 8.11, б на слив из линии дополнительной защиты воздействуют бойки АБ.

В схеме на рис. 8.11, б имеется специальный золотник предварительной защиты, на электромагнитный привод которого подается сигнал из ЭЧСР. При срабатывании предварительной защиты закрываются все стопорные и регулирующие клапаны, однако эта защита выполнена обратимой. При исчезновении факторов, вызвавших ее работу, золотник возвращается в исходное положение. Для повышения надежности действия электрических защит турбины устанавливаются два электромагнитных выключателя (ЭМВ). Надежность повышается не только за счет дублирования самого ЭМВ, а в основном за счет возможности выполнения «двухканальной» системы защиты. Она предусматривает два независимых канала защиты (со своими датчиками, усилителями и т. п.), действующих каждый на свой ЭМВ. При этом каждый канал может быть испытан под нагрузкой полностью, включая свой ЭМВ, для чего установлен специальный золотник, отключающий соответствующий ЭМВ от гидросистемы на время испытаний. Рисунок 8.12 иллюстрирует достигаемое при этом увеличение вероятности безотказной работы защиты $G(t)$ от продолжительности периода между испытаниями каналов защиты K (в долях от года). При этом кривая 3 соответствует применявшейся ранее одноканальной схеме с единичным защитным устройством, кривая 2 — одноканальной схеме с включением защитных устройств по схеме «два из трех». Кривая 1 соответствует схеме защиты с включением в каждом канале защитных устройств по схеме «два из двух».

В обеих схемах, показанных на рис. 8.11, предусматривается проведение испытаний бойков РБ на холостом ходу и под

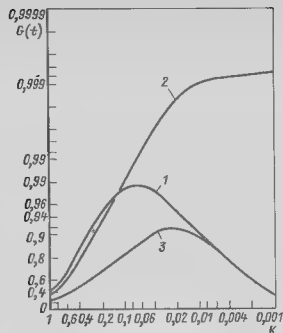


Рис 8.12. Зависимость вероятности безаварийной работы $G(t)$ от продолжительности периода между испытаниями за щиты

нагрузкой путем подачи масла краном 11. В схеме рис. 8.11 одновременно со срабатыванием какого-либо бойка производится проверка подвижности его золотника путем перемещения золотника на часть хода. Для упрощения конструкции в этой схеме боек воздействует только на свой золотник ЗРБ. В схеме на рис. 8.11,б каждый боек воздействует одновременно на оба золотника, но при опробовании бойка он от них отключается. Опыт показал, что при достаточных силовых запасах в золотниках АБ вторая схема является более предпочтительной. Схема, показанная на рис. 8.11,а, применена на большей части турбин К-300-240-1. На последующих турбинах СКД применяется с некоторыми модификациями схема рис. 8.11,б.

Конструкция узлов защиты.

1. Регуляторы безопасности. Они одинаковы для всех турбин ЛМЗ, выпускаемых после 1955 г. Масса бойков вместе с приведенной массой пружин 0,55 кг, эксцентриситет приведенной массы около 3 мм. Боек настраивается на срабатывание при частоте 3345 ± 15 мин⁻¹ поворотом гайки, изменяющей положение натяжной бронзовой втулки. Поворот на 10° соответствует изменению уставки на 20 мин⁻¹. Для испытания бойка без повышения частоты вращения масло подается в маслоприемник 12 автомата (рис. 8.11), откуда поступает в полость бойка.

Размеры торца бойка подобраны так, что при получающихся эпорах распределения давления масла по радиусу боек срабатывает при 2875 мин⁻¹ на огнестойком масле и 2970 мин⁻¹ при работе на минеральном масле. Благодаря дренажным отверстиям в торцевых камерах бойков и камерах маслоприемников

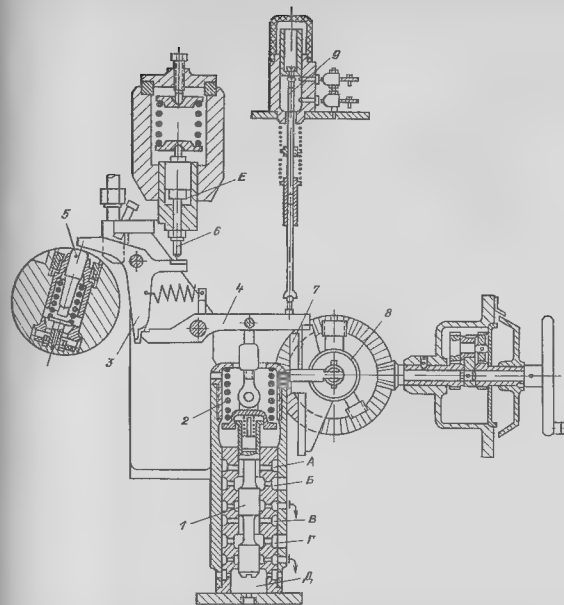


Рис 8.13. Золотники автомата безопасности турбины К-300-240-1
А - линия от золотника регулятора частоты вращения, Б - линия к стопорным клапанам;
В - линия к блоку золотника регулятора частоты вращения, Г - линия от промежуточного золотника, Д - линия ввода золотника, Е - от линии дополнительной защиты

боек возвращается в исходное положение при прекращении подачи масла.

2. Золотники автомата безопасности. Конструкция золотников турбин К-300-240-1 показана на рис. 8.13. Ввод ЗРБ осуществляется подводом масла в нулевом положении золотника МУТ под нижний торец каждого золотника 1. При движении МУТ на увеличение нагрузки подвод масла на ввод прекращается, золотник под действием пружины 2 перемещается вниз, трехплечий рычаг 3 зацепляется за рычаг 4, ЗРБ готов к работе. При ударе бойка 5 о трехплечий рычаг 3 или действия масляного выключателя 6 в случае падения давления в линии дополнительной защиты рычаг 4 освобождается

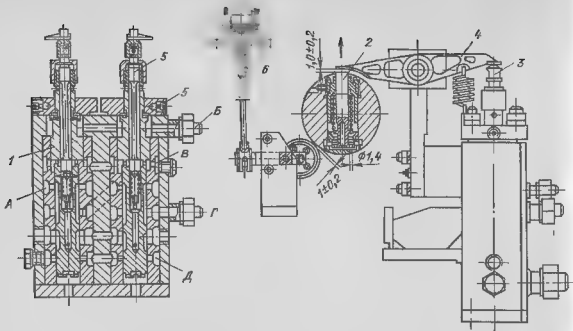


Рис. 8.14 Золотники автомата безопасности турбины К-800-240-5:

А линия к золотнику регулятора частоты вращения, *Б* линия взвода от золотника регулятора частоты вращения, *В* от линии дополнительной защиты; *Г* линия к сервомоторам стопорных клапанов, *Д*—линия управления буксой промежуточного золотника

и золотник усилием пружины перемещается вниз. Одновременно со сливом масла из линий управления буксой промежуточного золотника и сервомоторами стопорных клапанов запирается также подвод масла к этим сервомоторам от механизма управления. При испытании бойка при работе турбины его золотник *1* также перемещается вниз настолько, насколько позволяет упор *7* для рычага золотника в механизме испытаний *8*. Перемещение золотника фиксируется сигнальным устройством *9*.

Конструкция ЗРБ для турбины К-800-240-5 показана на рис. 8.14. Во взведенном положении золотник *1* удерживается гидравлическим прижатием вверх разницей давлений в линии дополнительной защиты и в линии взвода. При нормальной работе турбины давления в этих линиях одинаковы и равны напорному. При падении давления в линии дополнительной защиты из-за срабатывания бойка или ЭМВ *2* АБ и перемещения вниз импульсного золотника *3* рычагом *4* золотник *1* смещается вниз. Давление в линии взвода начинает действовать на верхний торец золотника *1*, включая площадь, давление на которую было равно нулю из-за слива масла через шайбу *5*, когда золотник был прижат к верхнему упору. В результате золотник *1* аstaticки перемещается вниз и подает сигнал на срабатывание исполнительных органов защиты. Вводится золотник *1* понижением давления в линии взвода. Подача масла в верхнюю полость над золотником *1* в ряде конструкций производится от двух линий —линии взвода, упоминавшейся ранее, и линии управления сервомоторами стопорных клапанов с установкой обратных клапанов на каждом подводе масла. Это обеспечивает безотказность работы ЗРБ даже

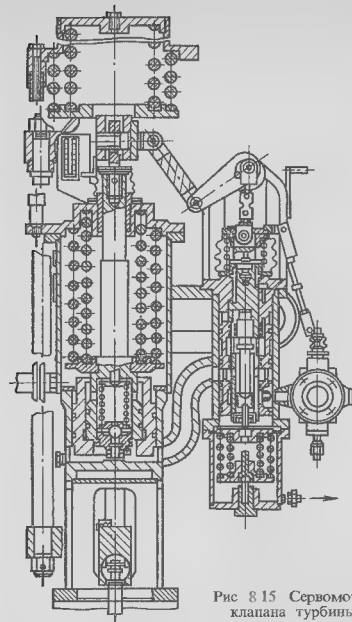


Рис. 8.15 Сервомотор стопорного клапана турбины К-800-240-5

в условиях разрушения какого-либо из маслопроводов. Сигнальное устройство *6* фиксирует только срабатывание бойков.

3. Сервомоторы стопорных клапанов. Конструкция этих сервомоторов в основном аналогична конструкции сервомоторов регулирующих клапанов. Некоторые особенности связаны с особенностями конструкции клапанов. Для повышения надежности все стопорные клапаны выполняются без поршневых колец и являются практически разгруженными только при закрытых регулирующих клапанах, когда при открытии разгрузочного клапана давления до и после стопорного клапана выравниваются. Для ограничения размеров сервомотора его усилия выбирают только для преодоления выталкивающей силы штока и поддержания клапана в открытом положении при небольшом перепаде на нем, который может возникнуть,

например, при полном закрытии другого параллельно работающего стопорного клапана во время испытаний. Если стопорный клапан будет закрываться при открытом регулирующем, то на его штоке может возникнуть чрезмерно большое усилие, которое приведет к повышению давления под поршнем и поломке сервомотора. Поэтому между штоком клапана и сервомотором устанавливается гибкий элемент в виде пакета тарельчатых пружин, сжатых больше, чем выталкивающая сила штока. Он же служит для ограничения напряжений в штоке клапана при полном открытии клапана и запирании протечек пара по штоку. Если последняя задача решается с помощью телескопической конструкции поршня, чрезмерное повышение давления предотвращается с помощью предохранительного клапана на 6 МПа, встроенного в поршень (рис. 8.15).

4. Электромагнитные выключатели. На разных турбинах ЭМВ различаются используемыми магнитами. Первоначально применялись магниты КМП-2 с ходом 30 мм. Благодаря рычажной передаче достигалась сила, требуемая для перемещения золотника. В последующем использовались магниты МП 201 с малым ходом, но большой силой (900 Н). Это позволило упростить конструкцию, непосредственно соединив золотник и электромагнит и имея в этом соединении зазор для использования кинетической энергии сердечника электромагнита на начальном участке хода.

5. Золотник предварительной защиты. В конструкции золотника (рис. 8.16) учитываются отмеченные выше особенности стопорных клапанов. После закрытия стопорных и регулирующих клапанов от золотника предварительной защиты их обратное открытие возможно только в определенной последовательности. Сначала стопорных и затем регулирующих. В золотнике потребовалось выполнить специальный демпфер, создающий задержку в открытии регулирующих клапанов на 3–5 с, т. е. на время, достаточное для открытия стопорных клапанов.

8.4 МАСЛОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Схемы маслоснабжения. При выборе схемы маслоснабжения САР нужно было учесть ряд специфических требований, возникших из-за снятия насоса с вала турбины и применения электронасосов. Электронасосы должны нормально работать при напряжении, сниженном до 70% (иногда до 60%) номинального. Такой режим возникает на электростанции при пуске крупного двигателя, например питательного электронасоса, длительность пуска которого составляет 14–16 с. Необходима бесперебойная работа при кратковременном (на 3–5 с) ис-

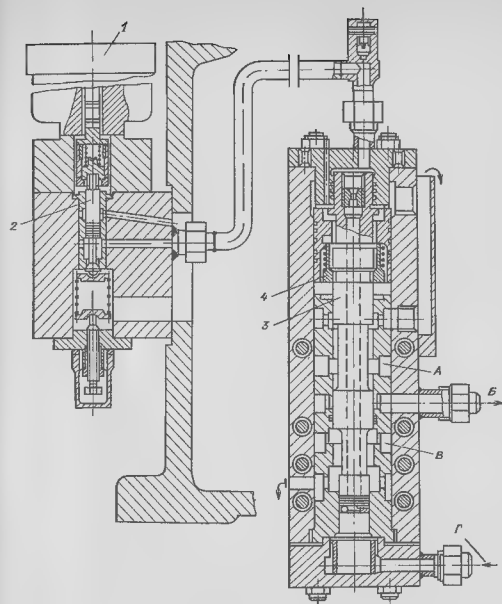


Рис. 8.16. Золотник предварительной защиты.

1 — электромагнит предварительной защиты; 2 — золотник электромагнита, 3 — исполнительный золотник; 4 — демпфер; А — линия к сервомоторам; Б — линия от блока золотника регулятора частоты вращения; В — линия от золотника регулятора частоты; Г — напорная линия

чезновения напряжения собственных нужд. При более длительной потере питания энергообъект, как правило, останавливается и клапаны турбины должны закрываться. Переход с работающего насоса на резервный, в том числе и в аварийной ситуации, должен происходить без существенного снижения нагрузки турбины. Наконец, требуемое быстрое действие САР должно достигаться при минимальной разнице между нормальным и максимальным расходом насоса.

Наибольшее распространение получили две схемы, показанные на рис. 8.17. Схема а применялась на большом числе турбин К-300-240-1, схема б (с некоторыми модификациями)

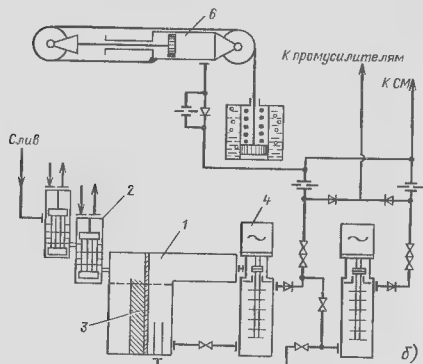
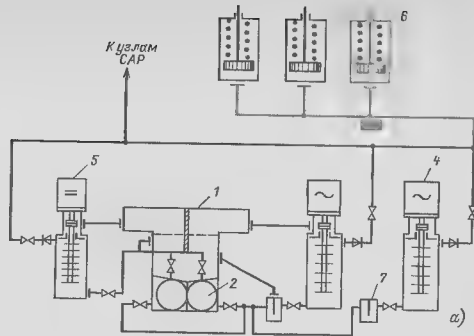


Рис. 8 17. Схемы масляного регулирования.
а - турбины К-300-240-1; б - турбины К-800-240-5, 1 - бак, 2 - маслоохладитель, 3 - воздухоохладитель, 4 - электронасос переменного тока, 5 - электронасос постоянного тока, 6 - аккумулятор, 7 - гидрозатвор

используется на всех выпускаемых в настоящее время турбинах СКД.

В схеме а) имеются два электронасоса переменного тока (рабочий и резервный), один электронасос постоянного тока и три пружинных аккумулятора. Масло подается в один

напорный коллектор, из которого поступает ко всем узлам САР. Для обеспечения нормальной работы при сниженном напряжении номинальная мощность электродвигателя переменного тока выбирается с двойным запасом по сравнению с мощностью насоса, потребляемой в стационарном режиме. Это же обеспечивает быстрый пуск резервного насоса при отключении работающего. Практически за 1 с пускаемый насос выходит на полную частоту вращения. На время разворота резервного насоса предусмотрены пружинные аккумуляторы. При потере напряжения переменного тока, пока срабатывают ступени АВР в цепях собственных нужд, масло подается электронасосом постоянного тока. Необходимость быстрого пуска этого насоса создает значительную дополнительную нагрузку на аккумуляторную батарею, и это является одним из главных недостатков схемы а. В схеме б) эти проблемы решены путем установки масляного аккумулятора пружинного типа, питающего гидросистему при потере переменного тока в течение 5—7 с. В первый момент, когда преодолевается инерция груза, аккумулятор работает за счет встроенных пружин. Заполнение аккумулятора производится значительно медленнее, чем опорожнение, чтобы не увеличивать нагрузку на работающий насос.

В динамических режимах подача масла в систему регулирования должна увеличиваться в 3—5 раз и более по сравнению с потреблением масла в статических режимах при минимальном снижении напорного давления. Создание насосов, отвечающих этим требованиям, неизбежно привело бы к уменьшению экономичности при работе в установившихся режимах, являющихся для насосов основными. Помимо самого факта увеличения потребляемой мощности, применение насосов вертикального типа с двигателями мощностью 250—400 кВт приводило к определенным конструктивным трудностям. Поэтому применяются насосы

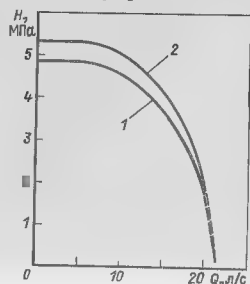


Рис. 8 18. Характеристики насосов систем регулирования
1 - НВР-45-36-2, 2 - НВР-50-36-2

регулирования с довольно крутой характеристикой (рис. 8.18). При нормальном состоянии узлов регулирования в динамических режимах допустимое падение давления за насосом до 3,6—3,8 МПа, что даст увеличение расхода по сравнению со статическим, составляющим обычно 5 л/с, примерно, в 3 раза. Однако в схеме *а* (см. рис. 8.17) глубокое падение давления вызывало автоколебания системы регулирования из-за наличия в ней элементов, которые при падении давления при резком открытии сервомоторов дают дополнительное воздействие на открытие. К таким элементам относятся следующие золотники ЗРС, ЭГП, подвижная буска промежуточного золотника. Автоколебания предотвращаются с помощью шайб, ограничивающих подачу масла к сервомоторам. В схеме *б* масло подается к узлам по двум коллекторам: стабилизированного (питание промежуточных усилителей и узлов защиты) и нестабилизированного (питание поршней и золотников сервомоторов). Ограничение падения давления питания усилителей и узлов защиты достигается установкой ограничительных шайб на линии подачи масла от насосов в коллектор нестабилизированного давления, т. е., к основным потребителям масла — сервомоторам. Расчеты показывают, что в такой схеме допустимо более глубокое падение давления и в линии стабилизированного давления, чем в схеме *а*, так как исключается неблагоприятное влияние на работу промежуточных усилителей САР массы масла в напорных маслопроводах к сервомоторам. В схеме *б* появляется также возможность быстрого увеличения (удвоения) подачи масла путем включения резервного насоса благодаря тому, что шайбы, ограничивающие потребление, устанавливаются не в каждом сервомоторе, а за насосами. Такая возможность является весьма эффективной, особенно при ряде специальных режимов работы, например при синхронных качаниях, которые могут длиться 15—20 с. Включение резервного насоса производится по перемещению поршня грузового аккумулятора и может осуществляться по сигналам противоаварийной автоматики одновременно с воздействием на изменение мощности турбины.

Конструкция узлов маслонабжения состоит из следующих агрегатов.

1 Насос системы регулирования. Для турбин ЛМЗ разработаны насосы типа НВР (рис. 8.19) вертикальные центробежные многоступенчатые насосы на давление 4,5—5 МПа. При работе ротор насоса удерживается в осевом направлении диском гидравлической разгрузки. Жидкость, протекающая через щель разгрузочного диска, отводится в камеру, из которой самотеком сливается в бак. При остановках ротор опирается на сферическую опору с шарикоподшипниками, расположенную со стороны всасывания и поддерживаемую усилием пружины. С начала вращения опора отжимается под действием напорного давления. Система вентиляции электродвигателя насоса препятствует попаданию паров огнестойкого масла внутрь электродвигателя. Мощность электродвигателя — 200 кВт, потребляемая в статических режимах мощность составляет 90—125 кВт в зависимости от типа насоса

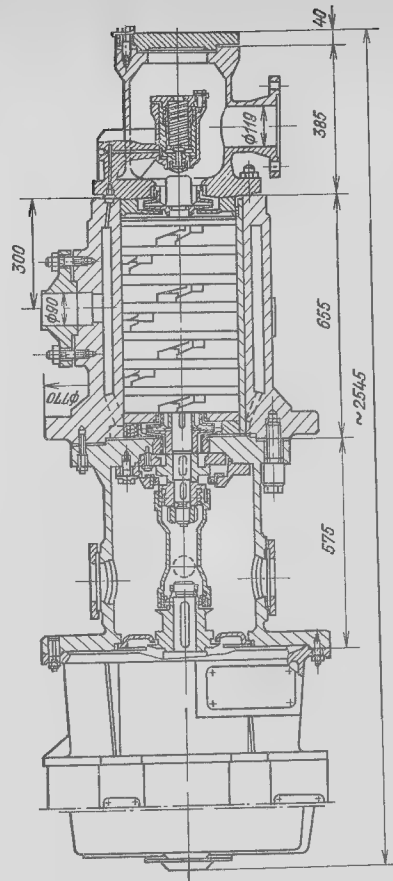


Рис. 8.19 Насос типа НВР-45-36-2

2. Маслобак. На схеме *a* (см. рис. 8.17) показана одна из первых конструкций бака, на рис. 8.20 представлена конструкция, выпускаемая в настоящее время. Количество масла, содержащегося в трубопроводах и сливаемого при остановке насосов в бак, соизмеримо с рабочим объемом масла в баке. Для того чтобы колебания уровня в баке при пуске и останове насосов были малы, верхняя часть бака делается расширяющейся. Маслоохладители первоначально выполнялись на стороне всасывания. Опыт эксплуатации показал, что основные трудности в маслостанции были связаны с удалением воздуха из тракта от бака до насосов. Для этого выполнялись всевозможные воздушники, однако при больших расходах, например при включении в работу двух насосов, происходит заметное падение давления на всасывании насосов из-за сопротивления маслоохладителей и недостаточно полного удаления воздуха из этого тракта. Радикальным путем решения этих трудностей явилась установка маслоохладителей (одного или двух) на линии слива масла в бак. Для предотвращения накопления воздуха в резервном насосе при длительном нахождении в резерве в первоначальной конструкции бака, в которой масло подводится к насосам одним трубопроводом, установлены специальные гидрозатворы. В последней конструкции бака каждый насос соединен с баком своим трубопроводом всасывания.

В баке предусмотрена установка воздухоохладителя для эффективного удаления воздуха из масла в виде пакета наклонных листов, а также сетки с ячейкой 0,2 мм для непрерывной фильтрации всего масла, идущего на впуск насосов. На баке устанавливается также фильтр тонкой очистки, на который непрерывно отводится часть общего расхода. Конструкция фильтра показана на рис. 8.21. В ней используется рупонный материал, например ткань фелт-белтинг или сетка с ячейкой 0,04—0,07 мм в свету (в последнем случае сетку требуется надевать на «подложку» в виде сетки с ячейкой 0,2 мм). Производительность фильтра тонкой очистки около $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и определяется диаметром впускной шайбы. При повышении давления внутри фильтра до 0,15 МПа фильтр-элемент следует очистить. Общий объем масла, заливаемого в бак, составляет 5—5,5 м^3 .

В баке, показанном на рис. 8.20, выполнен переливной порог, образующий отсек всасывания. Наличие отсека в случае нарушения плотности гидросистемы приведет к понижению уровня в баке только до переливного порога, а затем к быстрому понижению уровня в отсеке всасывания, объем которого незначителен. Произойдет быстрый срыв насоса, и максимальная потеря масла не превысит 15—20% емкости бака.

Маслоохладители первоначально выполнялись с использованием трубок из цветного металла с оребрением и вставками из дерева. Однако опыт показал, что общая площадь маслоохладителей может быть уменьшена, так как значительная часть теплоты отводится от разветвленных маслопроводов системы регулирования. Поэтому в последующем стали выполнять гладкотрубные маслоохладители.

8.5. ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Системы регулирования всех турбин СКД ЛМЗ выполнены электрогидравлическими и снабжены ЭЧСР той или иной

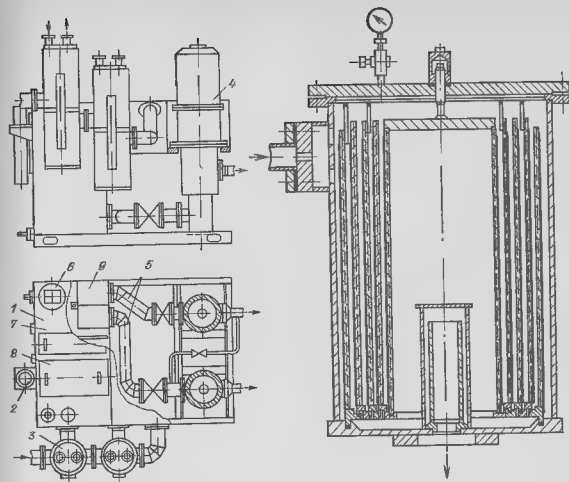


Рис. 8.20 Бак системы регулирования турбины К-800-240-5.

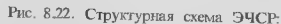
1 — бак; 2 — фильтр тонкой очистки; 3 — маслоохладитель; 4 — электронасос; 5 — трубопровод всасывания; 6 — маслоуказатель; 7 — фильтр грубой очистки; 8 — воздухоотделитель; 9 — отсек всасывания

Рис. 8.21. Фильтр тонкой очистки

модификации. На рис. 8.22 представлена структурная схема ЭЧСР, применявшаяся в турбинах мощностью 500 и 800 МВт. ЭЧСР состоит из двух частей (каждая в своей панели) — электроприставки ЭП, управляющей клапанами турбины через быстродействующие электрогидравлические преобразователи пропорционального или релейного действия, и регулятора мощности РМТ, воздействующего на электродвигатель механизма управления турбиной. Рассмотрим особенности работы отдельных каналов ЭЧСР.

Электроприставка. Выходной магнитный усилитель (УМС) электроприставки, суммирующий сигналы отдельных блоков ЭП, действует на пропорциональный электрогидравлический преобразователь (ЭГП). Изменение тока УМС от 0 до 240 мА приводит к изменению открытия клапанов от положения номинальной нагрузки до холостого хода, что принимается

К функции указанных каналов примыкает работа блока предварительной защиты (ПЗ), хотя действует он не на ЭГП, а на электромагнитный выключатель предварительной защиты. По каналу ПЗ в систему регулирования подается сигнал на закрытие стопорных и регулирующих клапанов, если при сбросе нагрузки скорость вращения превысит заданный уровень, зависящий от углового ускорения. При ускорении, соответствующем 100% сбросу нагрузки, пороговое значение скорости 104%, при нулевом ускорении — 113%. Если при сбросе нагрузки система регулирования функционирует правильно, в переходном процессе текущее значение скорости всегда меньше пороговой величины. Если же произошел отказ регулирования, сработает ПЗ и к моменту срабатывания регулятора безопасности стопорные клапаны будут уже закрыты. Таким образом, предотвращается возрастание частоты вращения до недопустимого значения 120% даже в таком



P, реле; ДМ — датчик мощности, ИГ — индукторный тахогенератор; БЧ — блок частоты, РЧ — реле частоты, ДДСП — датчик давления свежего пара, ДДШП — датчик давления перегретого пара, ДДРП — датчик давления регенеративного пара, ДДВ — датчик давления вала турбины, ДДНП — датчик давления нагнетательного пара, НКП — корректор начальной неравномерности, ДД — дифференциатор, БРФ — блок релейной форсировки, ВГ — выключатель генератора, ЭЗП — блок предупредительной защиты, ПА — противояварная автоматика, АГН — реле, сигнализирующее о повреждении лопастей к датчику мощности, КЧ — ключ управления, АД — подблок аварийных технологий турбины, ЭПП — электронно-релейная защита двигателя, МУУ — механизм управления вращения, К — кнопка отключения турбины, ПСБ — преобразователь, РЧВ — регулятор частоты вращения, АВ — блок автоматического регулирования скорости вращения, ЗБ — блоки автомата безопасности, ЗАБ — золотники автомата безопасности, ЗР — реле предупредительной защиты, ЗПЗ — золотник предупредительной защиты, ЛМД — механический ограничитель мощности, ЭЗП — буфера промежуточного золотника, МДМ — датчик управляющего давления, ЗВБ — золотник электромагнитного выключателя, ГИД — датчик управляющих ступеней клапанов отбортов, СРК — сервомоторы регулирующих клапанов, ССК — сервомоторы сбросных клапанов, ССК1 — сервомоторы сбросных клапанов, С2 — сумматоры, Т₁, Т₂, Т₃, Т₄ — постоянные времени, Р — оператор Лапласа, N_{зад} — заданная мощность.

крайне тяжелом случае, как отказ системы регулирования частоты вращения. Как указывалось, ПЗ действует через электромагнит на золотник предохранительной защиты, который после срабатывания и исчезновения сигнала ПЗ открывает стопорные и регулирующие клапаны в необходимой последовательности. Такая схема позволяет выбрать узкие уставки ПЗ по скорости, не боясь ее срабатывания при нормальной работе САР при сбросе нагрузки, и получить максимальное снижение заброса частоты вращения 7% для случая отказа системы регулирования. Это важно для турбин с малым T_a . Для турбин с большим T_a можно упростить схему, подав сигнал ПЗ на электромагнитные выключатели. В этом случае при действии ПЗ турбина идет на останов и следует увеличить уставку по частоте вращения на 2–2,5% во избежание ложной работы ПЗ при сбросе нагрузки. Снижение максимально возможного заброса частоты вращения уменьшится до 5%.

На УМС задействован также канал коррекции начальной неравномерности НКН. Он предназначен для улучшения применимости турбины при больших нагрузках, когда регулирование осуществляется только клапанами ЦВД. Выходной сигнал НКН образуется разностью сигналов датчиков электрической мощности и давления пара в промперегреве. Знаки сигналов и коэффициенты усиления выбраны так, что увеличение мощности приводит к открытию регулирующих клапанов ЦВД, а суммарный сигнал в статике равен нулю. При изменении потребления мощности в энергосистеме меняется частота, и регулирование турбины в соответствии со статической характеристикой переставляет регулирующие клапаны. Однако мощность турбины будет быстро изменяться только в ЦВД. Мощность ЦСД—ЦНД, если клапаны ЦСД полностью открыты, будет меняться медленно—по мере изменения давления в промперегреве. Начальная неравномерность регулирования будет велика. Для ее уменьшения канал НКН вырабатывает сигнал в сторону перекрытия или перезакрытия регулирующих клапанов ЦВД, чтобы дополнительным кратковременным изменением мощности ЦВД компенсировать отставание ЦСД—ЦНД. По мере изменения давления в промперегреве сигнал НКН будет уменьшаться до нуля. Не следует стремиться к полной компенсации начальной неравномерности. Коэффициент усиления K по каналу НКН должен быть равен 1,6. Увеличение коэффициента усиления в 1,5–2 раза (что может быть при расстройке системы регулирования) приводит к качаниям НКН. Для улучшения применимости турбины и устойчивости на всех режимах достаточно $K=0,8$. При этом сохраняется свойство, которое привнесет НКН в систему регулирования с точки зрения работы турбины в энергосистеме—изменять мощность той турбины, которая ближе к изменению

потребления энергии в энергосистеме. При нагрузках ниже 40% каждый вход НКН имеет постоянное значение, равное сигналу при нагрузке 40%. Поэтому выход его при этих нагрузках всегда равен нулю, и НКН не вмешивается в управление турбиной при пуске. Выход НКН в сторону закрытия клапанов в нормальных режимах ограничен значением 20–30%. Это делается для уменьшения снижения средней мощности турбины при больших качаниях в энергосистеме. Ограничение снимается при отключении выключателя генератора и при повышении частоты вращения выше 103%. Этим уменьшается квазистатическое (пока еще есть давление в промперегреве) повышение частоты вращения при сбросе нагрузки. Ограничение может также сниматься от устройств ПА.

Большое значение имеют блоки, работающие по сигналам ПА энергосистем. Импульсная разгрузка турбины производится по одной из трех команд ПА, которые могут быть поданы на входы блока формирования импульсов БФИ, выходные сигналы которого могут быть заранее настроены на требуемую форму. Блок ограничения мощности БОМ позволяет быстро и с достаточно высокой точностью ограничить мощность турбины в послеаварийных режимах на уровне, заданном ПА. БОМ представляет собой быстродействующую систему пропорционального регулирования мощности с обратной связью по мощности турбины. Мощность турбины определяется как алгебраическая сумма электрической мощности и углового ускорения с коэффициентом пропорциональности, соответствующим постоянной времени ротора T_a . Для достижения устойчивости в БОМ введены корректирующие звенья. Благодаря им коэффициент усиления может быть выбран $K=20$, т. е., при изменении мощности на 30% ошибка составит не более 1,5%. Если обратную связь осуществлять просто, что во многих случаях также приемлемо. Ограничители, выполненные по разомкнутой схеме, из-за фактических нелинейностей в САР имеют значительно меньшую точность. При работе на скользящем давлении дозированное заранее закрытие регулирующих клапанов, выполняемое такими ограничителями, может, в известном диапазоне, вообще не дать снижения мощности из-за одновременного возрастания давления свежего пара. Требуемая послеаварийная мощность может либо задаваться устройствами ПА, либо вычисляться по заданной ПА разгрузке с использованием блока запоминания доаварийной мощности.

В турбинах СКД каждое воздействие на регулирующие клапаны ЦВД при импульсной разгрузке турбины приводит к дополнительным температурным напряжениям в деталях паровскачки из-за существенного (на 100°С) изменения температуры пара при дросселировании в клапанах ЦВД. Поэтому

В турбинах К-300-240-1 применена более простая электроприводка ЭПК-300М. В отличие от описанной выше, в ней нет блоков ПЗ, БОИ, БОМ. Выполнен в упрощенном варианте с обратной связью по электрической мощности и называется БПР — блок послеаварийной разгрузки. Капит НКН не имеет отсечки каждого входа при нагрузке ниже 40% от номинальной, поэтому при пуске ток НКН может сильно отличаться от нуля. ЭПК-300М следует подключать к системе регулирования только после выхода на нагрузку выше 40%.

Регулятор мощности турбины. Выходным элементом регулятора мощности турбины РМТ служат импульсные преобразователи (регулятора мощности РМ и регулятора давления РД), осуществляющие пропорционально-дифференциальный (ПД) закон преобразования аналогового сигнала выхода сумматора регулятора в последовательность импульсов, управляющих двигателем механизма управления турбиной (МУТ). В итоге РМТ совместно с гидравлической частью реализует пропорционально-интегральный (ПИ) закон регулирования, в отличие от пропорционального закона, осуществляемого одной только гидравлической частью системы регулирования.

144

РМТ, принципиальная схема которого показана на рис. 8.23, состоит из двух регуляторов: мощности РМ и минимального давления РД. Они воздействуют на МУТ через специальный выделитель минимума. Каждый из регуляторов управляет турбиной до тех пор, пока другой регулятор, подав сигнал на «убавить», не возьмет управление на себя. Часто регулятор давления не входит в состав ЭЧСР и выполняется на серийной аппаратуре. Тогда роль вывателя минимума выполняет специальное релейное переключающее устройство. Уставка РД обычно составляет 90% номинального давления свежего пара. В традиционной и широко применяемой на разного типа котлах схеме с главным котельным регулятором давления свежего пара РМТ осуществляет регулирование мощности всего энергоблока по статической характеристике, установленной в канале регулирования частоты вращения. При слишком глубоком падении давления пара из-за резкого открытия клапанов турбины в работу вступает РД и предотвращает дальнейшее снижение давления, пока главный регулятор котла, стараясь поднять давление, не увеличит расход пара так, что

при давлении 90% мощность станет равной заданной. После этого произойдет переключение на РМ с постепенным ростом давления пара до номинального.

Однако опыт показал трудность наладки таких схем. В работе РМ никак не учитывается разница динамических свойств котла и турбины, кроме того, при наличии РМ котел теряет свойство саморегулирования. Для преодоления этих трудностей в РМ предусмотрено воздействие по отклонению давления свежего пара с коэффициентом K_p . Знак воздействия выбран так, чтобы уменьшить сигнал РМ на изменение положения регулирующих клапанов. При $K_p=1$ происходит полная компенсация неблагоприятных свойств, вносимых регулятором мощности в регулирование котла, однако ухудшается точность поддержания мощности в динамике. Изменением коэффициента K_p можно соразмерить приемистость турбины с возможностями конкретного котла. По-видимому, компромиссная настройка соответствует $K_p=0,5$. Значения $K_p=2 \div 5$ приближают РД к статическому регулятору «до себя», который может применяться при выходе из строя главного регулятора на котле.

На отечественных энергоблоках СКД в настоящее время широко применяется схема с главным регулятором котла в виде регулятора мощности с коррекцией по частоте и по производной давления пара. На турбине при этом может быть сохранен тот же РМТ, показанный на рис. 8.22, однако его роль в этой схеме иная. Он поддерживает мощность с коррекцией по частоте и давлению свежего пара лишь в переходных процессах, а в статических режимах обеспечивает поддержание давления свежего пара, так как мощность определяется регулятором производительности котла. И в этом случае изменением коэффициента K_p можно менять динамические характеристики энергоблока. При $K_p=0,5$ обе схемы могут иметь примерно одинаковый характер изменения мощности.

При работе энергоблока на скользящем давлении пара в схеме с главным регулятором давления ему необходимо менять задание, например с помощью ПИ-регулятора положения регулирующих клапанов турбины. В схеме же с главным регулятором мощности на котле для автоматизации режима поддержания скользящего (комбинированного) давления воздействие по давлению в РМ заменяется через выделитель максимума воздействием по отклонению от заданного положения регулирующих клапанов. В качестве последнего сигнала используется управляющее давление к золотникам сервомоторов p_z . Возможна работа по выбору с одним из трех значений p_z , соответствующих скользящему давлению в двух, трех и четырех сопловых коробках, с тем чтобы получить наиболее экономичный режим при глубоком разгрузении.

В пусковых режимах при нарушении режима работы или состава оборудования РМ путем отключения сигналов по мощности и частоте может превращаться в регулятор давления свежего пара «до себя». При полном отключении РМ регулятор минимального давления РД переводится в режим одностороннего ограничения давления, когда регулятор действует только на закрытие клапанов в случае предельного падения давления пара (до 90% номинального). Включение внешних заданий на РМТ осуществляется безударным образом. Для этого при подключении внешнего задания РМТ отключается от МУТ, происходит самобалансировка и обратное подключение к МУТ. При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети РМ отключается по факту работы БРФ, повышению частоты или падению давления пара в камере регулирующей ступени. Отключение РМ происходит также при слишком глубоком падении частоты.

При действии ПА во время импульсной разгрузки РМ отключается на время 4—6 с, чтобы предотвратить дополнительное открытие клапанов турбины, пока мощность возвращается к исходному значению. При срабатывании канала БОМ электроприставки, чтобы в конечном счете перевести сигнал БОМ на МУТ, на один из входов сумматора РМ подается сигнал выхода БОМ.

Питание РМТ осуществляется от сети 220 В, 50 Гц. В состав некоторых РМТ включаются также устройства силового питания электродвигателя МУТ, позволяющие работать с двумя скоростями вращения двигателя при дистанционном управлении МУТ.

Опыт освоения ЭЧСР-1200 показал, что оно, как и любое устройство с жесткой структурой, имеет ограничения возможности по учету специфических особенностей отдельных энергоблоков. Это стало особенно заметно при внедрении новых схем регулирования энергоблоков и систем ПА, при расширении экспортных поставок. Преимущества цифровой техники в этом отношении, равно как и ряд других известных достоинств этой техники, привели к разработке ЭЧСР, включающей в себя в качестве основной части микроЭВМ. Начиная с 1984 г., турбины К-800-240-5, а затем и турбины других типов начали оснащаться такими ЭЧСР-М. Основные алгоритмы ЭЧСР-М аналогичны описанному выше. Но в состав ЭЧСР-М включены также дополнительные каналы контроля прогресса деталей турбины, канал диагностики состояния САР и др.

8.6. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОСНОВНЫХ ТИПОВ ТУРБИН СКД

Турбина К-300-240-1. На рис. 8.24 изображена схема регулирования турбины К-300-240-1 первых лет выпусков. Турбина имеет сопловое регулирование. Вначале пар поступает

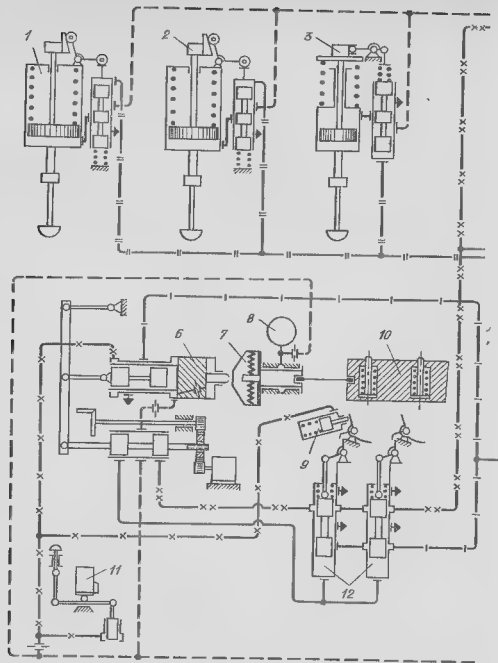
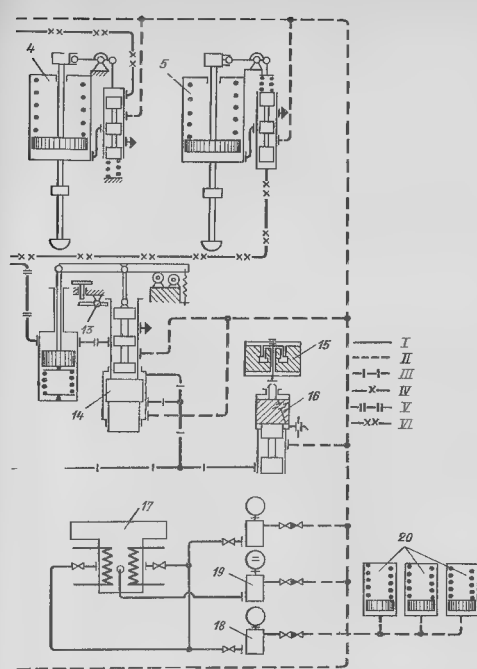


Рис. 8.24 Схема регулирования турбины К-300-240-1

1 — сервомотор регулирующего клапана ЦВД, 2 — сервомотор сбросного клапана из пиропровода промертзев; 4 — сервомотор стопорного клапана ЦВД, 5 — сервомотор стопорного клапана ЦСД, 6 — золотники регулятора частоты вращения, 7 — датчик частоты вращения; 8 — резервный бак смазки подшипников регулятора частоты вращения, 9 — масляные выключатели, 10 — центробежный выключатель, 11 — электромагнитный выключатель, 12 — золотники центробежного выключателя с рычагами и указателями; 13 — ограничитель мощности, 14 — промежуточный золотник; 15 — электрогидравлический преобразователь, 16 — бак системы регулирования с охладителем,

одновременно в две первые сопловые коробки, затем в третью и после нее в четвертую, являющуюся перегрузочной и обычно имеющую вдвое меньшее число сопел. Каждую сопловую коробку, кроме четвертой, питают два клапана диаметром



18 — насосы системы регулирования с двигателями переменного тока; 19 — насос системы регулирования с двигателем постоянного тока; 20 — пружинные аккумуляторы; линии рабочей жидкости: I — взвод золотников центробежного выключателя; II — напорное давление; III — управляющее давление от золотника регулятора частоты вращения к промежуточному золотнику; IV — дополнительная защита, V — управляющее давление p_1 к сервомоторам регулирующих клапанов; VI — управляющее давление к сервомоторам автоматических затворов

75 и 125 мм. В процессе производства этих турбин система регулирования претерпела ряд изменений. С 1971 г. применяются промежуточный золотник и ЭП с дополнительными ступенями усиления ЭМП с одной катушкой управления.

Рис. 8.25. Схема регулирования турбины К-800-240-3:

СРК1, СРК2, СРК3, СРК4 сервомоторы регулирующих клапанов № 1, 2, 3, 4 ЦВД, СРК5, СРК6 сервомоторы регулирующих клапанов ЦСД, ССК1 сервомотор стопного клапана ЦВД, ССК2 сервомотор стопного клапана ЦСД, ССК3 сервомотор отсечного клапана; БКР1 — блок колонки регулирования, БКР2 — блок коробки регулирования; БМ1 — блок маслоснабжения, 1 сервомотор регулирующего клапана ЦВД, 2 сервомотор стопного клапана ЦВД, 3 — сервомотор регулирующего клапана ЦСД, 4 сервомотор стопного клапана ЦСД, 5 сервомотор клапана КОСМ 500, 6 сервомотор клапана КОСМ-800, 7 сервомотор сбросного клапана, 8 — ограничитель мощности, 9 — электромеханический преобразователь, 10 — электрогидравлический преобразователь, 11 — золотник автомата безопасности, 12 — золотник предохранительной защиты, 13 — электромагнитный выключатель предохранительной защиты, 14 — автомат безопасности, 15 — регулятор частоты вращения, 16 — эксгавтер, 17 — бак системы регулирования, 18 — маслоснабжитель, 19 — электронасос регулирования линии рабочей жидкости 1 — напорное давление нестабилизированное, 2 — напорное давление стабилизированное III — управление промежуточным золотником; IV — управление сервомоторами регулирующих клапанов; V — автоматических затворов, VI — дополнительная защиты VII — прочие линии

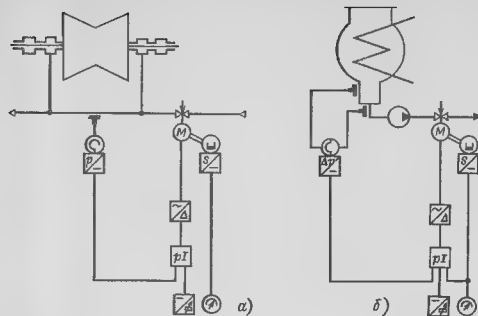


Рис. 8.26. Структурная схема регуляторов турбоустановки:
а — регулятор давления пара на уплотнениях, б — регулятор уровня в конденсаторе

С 1976 г. используется маслоснабжение с грузовым аккумулятором, сервомоторы ЦВД с телескопическими поршнями без тарельчатых пружин, датчик частоты вращения ТГИ-500 приводимый в движение от своего вала. Регулирующие клапаны диаметром 125 мм устанавливаются разгруженного типа. С 1980 г. парораспределение выполняется с четырьмя регулируемыми клапанами ЦВД, коробка регулирования со всеми узлами защиты применяется по типу К-800-240-3. В качестве ЭЧСР используется электроприставка ЭПК-300 М.

Турбина К-800-240. На рис. 8.25 приведена схема регулирования турбины К-800-240-3. Турбина имеет также сошное парораспределение. В электрической части применялась ЭЧСР на аналоговой технике. С 1984 г. выпускается турбина К-800-240-5, в которой усовершенствован ряд узлов, главным образом сервомоторов. Применяется ЭЧСР-М на микропроцессорной технике.

Турбина К-500-240. Система регулирования турбины К-500-240-2 в основном аналогична турбине К-300-240-3. Применены восемь сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД (по числу клапанов) и один сервомотор для управления двумя регулируемыми клапанами ЦСД. С 1987 г. выпускается турбина К-500-240-4 с регулированием, почти полностью аналогичным регулированию в турбине К-800-240-5. В электрической части применяется ЭЧСР-М.

8.7. СТАБИЛИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Выше для турбин СКД подробно рассмотрена задача регулирования, т. е. управления расходом пара в турбину. Кроме того, для экономичной и бесперебойной работы турбины ряд параметров вспомогательных систем турбоустановки в процессе эксплуатации нужно поддерживать стабильными, не допуская их выхода за пределы обычно достаточно узкой зоны. В турбинах СКД предусмотрены автоматическая стабилизация давления масла на смазку

подшипников, давления пара, подаваемого на уплотнения и отсасываемого из системы уплотнений, уровня конденсата в конденсаторе, уровня конденсата греющего пара в регенеративных подогревателях. Ряд других параметров, менее ответственных и меняющихся сравнительно медленно, например уровень масла в масляных баках смазки и регулирования, должен контролировать и поддерживать стабильными персонал.

По мере совершенствования турбин и увеличения объема автоматизации расширяется и перечень автоматически стабилизируемых параметров. Так, при усовершенствовании турбин К-300-240 был внедрен регулятор отсоса пара из уплотнений, что было предпосылкой применения схемы «самоуплотнения» (см. гл. 2). В турбинах 500 и 800 МВт к приведенному перечню добавились температура масла на смазку, регулируемая посредством автоматического управления сливом охлаждающей воды после маслоохладителей.

Давление масла на смазку подшипников стабилизируется с помощью регуляторов прямого действия — сливных клапанов или редукционных клапанов (см. гл. 9). Во всех остальных случаях применяются серийные электронные регуляторы с электрическими исполнительными механизмами. Структурные схемы всех регуляторов турбоустановки простые, как правило, не содержат корректирующих контуров, в них не учтено воздействие по дополнительным параметрам, и они отличаются друг от друга наличием или отсутствием обратной связи по положению регулирующего органа (рис. 8.26). Сигнал датчика контролируемого параметра в электронном регулирующем приборе сравнивается с заданной уставкой. При наличии рассогласования последовательными импульсами включается двигатель исполнительного механизма и регулирующий клапан перемещается так, чтобы снять сигнал рассогласования.

Объем конденсата в конденсаторе турбин К-300-240 равен примерно расходу конденсатных насосов при их работе в течение 15 с. В сравнении

с быстродействием регулирующего клапана уровня, перемещаемого исполнительным механизмом КДУ или МЗО за 20–25 с, это довольно малое значение. Регулирующие клапаны на сливе конденсата греющего пара из регенеративных подогревателей тоже, хотя и в меньшей степени, являются «медленными» по сравнению с объектом регулирования. Поэтому при наладке регуляторов уровня может оказаться трудным добиться устойчивой работы регулятора без больших отклонений уровня в переходных режимах. Для улучшения устойчивости и упрощения наладки в регуляторах уровня применяется обратная связь по положению регулирующего клапана. Сигнал по положению клапана с некоторым коэффициентом пропорциональности вычитается из сигнала датчика уровня, и уже эта разность сравнивается с заданной уставкой, образуя сигнал рассогласования. Таким образом, регулятор поддерживает уровень не строго одинаковым, а меняющимся в зависимости от нагрузки. Чем выше нагрузка и, соответственно, чем больше открытие регулирующего клапана, тем при меньшем значении уровня достигается баланс сигналов на входе в регулирующий прибор с величиной уставки. Обычно эта неравномерность регулирования (статизм регулятора) выбирается равной ± 200 мм вод. ст.

Конденсаторы турбин К-500-240 и К-800-240 не имеют выделенного конденсатосборника. Уровень поддерживается в корпусе конденсатора. Соответственно, скорость изменения уровня при неравенстве поступления конденсата отработавшего пара и откачке его насосами существенно меньше. Это упрощает задачу стабилизации уровня конденсата и, более того, дает возможность перейти на регулирование уровня в конденсаторе путем управления постоянным и аварийным добавком химочищенной воды. Тогда посредством регулирующего клапана на нагнетании конденсатных насосов можно регулировать уровень в деаэраторе.

Регуляторы давления пара в коллекторах уплотнений и температуры масла применяются изодромными, без обратной связи по положению регулирующего клапана. Выход из строя регулятора подачи пара на уплотнения не только вызывает нарушение нормальной работы уплотнений, но может привести к аварийной остановке турбины из-за потери вакуума. Также серьезными неприятностями грозит выход из строя регулятора температуры масла. Поэтому эти два регулятора имеют защитные блокировки. В случае отклонения регулируемого параметра до уставки предупредительной сигнализации, причиной чего, скорее всего, будет неправильная работа регулятора, выходы регулятора отключаются от исполнительного механизма и механизм принудительно перемещается, открывая регулирующий клапан до заранее установленного положения. Это положение следует выбрать чуть больше максимального рабочего открытия клапана. При таком открытии регулирующих клапанов уплотнения могут начать парить, температура масла может стать ниже номинальной, пока персонал не восстановит работу регулятора или не перейдет на ручное управление. Но это лучше, чем аварийная остановка турбины из-за отказа регуляторов.

Для всех регуляторов турбоустановки исполнительные механизмы применяются с крутящим моментом 250 Нм и с номинальным временем рабочего хода 25 с. Клапаны для регулирования уровня в конденсаторе и в смешивающих

ПНД, конденсат из которых откачивается насосами, установлены на линии нагнетания конденсатных насосов соответствующей ступени. Для нормальной работы насосов при малых расходах конденсата предусмотрена рециркуляция. Вопреки распространенному мнению, открытие или закрытие линии рециркуляции не сказывается на процессе поддержания уровня, за исключением, может быть, первых моментов заполнения или опорожнения трубопроводов рециркуляции. Та часть расхода, которая перекачивается конденсатными насосами и возвращается назад в конденсатосборник по линии рециркуляции, не меняет баланс поступления и откачки конденсата и, следовательно, не влияет на уровень в конденсатосборнике.

Уровень в поверхностных ПВД и ПНД поддерживается посредством клапанов на каскадном сливе из каждого подогревателя. При этом наибольшие трудности возникают со сливом из ПВД6 (первого по ходу питательной воды). Конденсат греющего пара выходит из подогревателя с температурой, близкой к температуре насыщения. Пройдя регулирующий клапан на линии слива, в котором конденсат дросселируется до давления, примерно равного давлению в следующем подогревателе, конденсат может вскипать. Особенно сильное вскипание происходит в трубопроводе слива из ПВД6 в деаэратор, где давление конденсата падает не только вследствие дросселирования, но и по мере подъема на высоту отметки деаэратора. Следствием вскипания являются гидроудары в трубопроводе, повреждения опор и кавитационные повреждения стенки трубы. Для исключения этого в новых проектах турбоустановок СКД регулирующий клапан устанавливается не на выходе из ПВД6, а в непосредственной близости у деаэратора. Но это требует установки второго регулирующего клапана на резервной линии слива из ПВД6 в конденсатор (либо в ПНД4). Поэтому регулятор уровня в ПВД6 выполнен переключаемым: на малых нагрузках (в зависимости от положения запорных задвижек на линиях слива из ПВД6) выход регулятора действовал на регулирующий клапан слива в конденсатор, а при увеличении нагрузки регулятор переключается на управление клапаном слива в деаэратор (рис. 8 27).

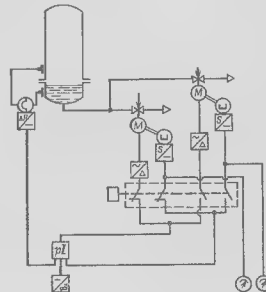


Рис 8 27. Структурная схема регулятора уровня в ПВД6

В ряде энергоблоков помимо перечисленных предусмотрены так называемые пусковые регуляторы, поддерживающие регулирующий параметр по требуемому закону в пусковых либо в других особых режимах. К их числу относятся регуляторы давления пара, подаваемого на обогрев фланцев и шпилек, и регуляторы температуры в выхлопных патрубках ЦНД. Обычно они имеют более сложную структуру, чем описанные выше. Однако в силу ограниченности решаемых ими задач пусковые регуляторы еще не получили широкого распространения на блоках СКД.

Большой круг задач связан с так называемым дискретным управлением. Под этим понимается автоматизация операций включения и отключения насосов, вентиляторов и других механизмов установки, а также переключений в тепловой схеме путем установки запорной арматуры. В первую очередь речь идет об автоматическом включении резервного оборудования (АВР). Важным примером АВР является включение резервного и аварийного насосов системы смазки (см. гл. 9).

К дискретному управлению также относятся различные блокировки, т. е. однозначная связь между собой операции управления, например закрытие задвижки на напоре конденсатного насоса при отключении насоса. Дальнейшее развитие дискретное управление получило в рамках функционально-группового управления (ФГУ), когда автоматическая программа пуска, останова или изменения нагрузки охватывает целую группу технологически связанного между собой оборудования. В рамках ФГУ автоматически выполняются не только жесткие однозначные блокировки, но и последовательные операции, связанные с вытеснением воздуха, прогревом, и другие операции, зависящие от значений параметров установки. На различных блоках СКД применены разнообразные решения в части дискретного управления. Специфика схем и конструкций турбинного оборудования мало сказывается на конкретной форме выполнения дискретного управления. Гораздо большую роль играет общий подход к требуемому объему автоматизации энергоблока и тип примененной аппаратуры управления.

8.8. АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

В § 8.3 описаны устройства защиты турбины от разгона. Помимо разгона ротора могут возникнуть и другие нарушения режима работы, грозящие повреждением оборудования и потому требующие немедленной остановки турбины. Для этого предусмотрены устройства автоматической защиты, воздействующие на электромагнитные выключатели системы регулирования. Устройства защиты турбины представляют собой часть общей системы защиты энергоблока. Объем автоматических защит на всех турбинах СКД практически одинаков. Аварийное отключение турбины производится в следующих случаях.

1. При осевом сдвиге ротора при выплавлении слоя баббита на сегментах упорного подшипника. Выплавление баббита на всю глубину происходит быстро за несколько секунд. По-

тому предупредительная сигнализация по параметру осевого сдвига не предусматривается. При осевом сдвиге, достигшем заданной установки, турбина должна быть сразу отключена, так как продолжение работы, если ротор начал смещаться в осевом направлении, быстро приведет к явным повреждениям проточной части. Поскольку при разных нагрузках турбины осевое усилие на роторе может быть направлено как в сторону генератора, так и в сторону переднего подшипника, защита по осевому сдвигу выполняется двустороннего действия.

2. При падении давления масла на смазку подшипников до второго предела (0,03 МПа). При падении давления масла до первого предела (0,07 МПа) подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный масляный насос переменного тока и аварийный масляный насос постоянного тока. Если эти меры не приводят к восстановлению давления и оно падает до второго предела, срабатывает защита. Чтобы избежать ложных отключений при кратковременных провалах давления (например, при переключении насосов смазки), отключение турбины происходит с выдержкой времени 3 с. Поддача масла в подшипники в это время осуществляется из баков аварийной смазки, встроенных в крышки подшипников.

3. При повышении абсолютного давления (падении вакуума) в конденсаторе до второго предела (0,02 МПа). Такое повышение давления приводит к многообразным неблагоприятным последствиям. Во-первых, резкое ухудшение вакуума вызывает быстрое повышение температуры в выхлопных патрубках ЦНД и в паровом пространстве конденсатора, что, в свою очередь, приводит к вибрации, относительному укорочению ротора и задеваниям в проточной части, может привести к нарушению вальцовки труб в трубных досках конденсатора. Во-вторых, при вращении лопаток последней ступени в более плотном напоре нарушаются расчетные аэродинамические характеристики обтекания профилей и возникает недопустимые вибрационные напряжения в лопатках. Наконец, давление в конденсаторе может вырасти до атмосферного. При этом срабатывают атмосферные клапаны на ЦНД и, если не прекратить расход пара в турбину, она будет работать с выхлопом в машинный зал, что может привести к тяжелым последствиям.

Действие защиты предшествует предупредительная сигнализация, которая подается при повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела (0,012 МПа). Для турбин с двумя конденсаторами (К-800-240 и К-500-240) защита действует, если в каком-либо из конденсаторов давление повысилось до второго предела при условии, что в другом оно выше первого предела. Так как паровые пространства двух конденсаторов соединены общим патрубком, это условие

всегда будет иметь место при действенном повышении давления. С другой стороны, оно позволяет заблокировать ложные отключения турбины из-за неисправности какого-либо из датчиков.

Потеря вакуума делает невозможным сбросы пара из котлоагрегата в конденсатор. Поэтому при срабатывании защиты по вакууму одновременно с турбиной должен останавливаться и котлоагрегат. Котел также останавливается и при срабатывании двух рассмотренных выше защит по осевому смещению ротора и по падению давления масла на смазку. Вызвано это тем, что при таких нарушениях режима работы требуется вскрытие и осмотр подшипников турбины. Следовательно, оставлять котлоагрегат в работе не имеет смысла.

При растопке котла часто оказывается, что достичь вакуума в конденсаторе глубже второго предела не удастся. Поэтому в начале пуска защиту по вакууму нужно выводить из работы, с тем чтобы ввести ее, когда в тракте промпрегрева и других паропроводах будет повышено давление и будет набран нормальный вакуум. На первых турбинах К-300-240 такой ввод защиты по вакууму делался вручную посредством ключа на БШУ. В последующем эта операция была автоматизирована, защита вводится автоматически при достижении вакуума глубже первого предела. Однако опыт эксплуатации показал, что этого недостаточно. Защита должна вводиться автоматически также и по факту повышения частоты вращения валопровода турбины выше 1500 мин⁻¹, с тем чтобы исключить ее работу с номинальной частотой вращения и не введенной защитой по вакууму. Одновременно также на основании опыта были ужесточены уставки защиты и сигнализации.

4. При понижении температуры свежего пара до второго предела (450° С). Понижение температуры угрожает забросом воды и влажного пара в турбину. Кроме того, резкое снижение температуры пара вызывает большие термические напряжения в деталях паровпуска турбины, в роторе, в направляющих и рабочих лопатках. Так как в большинстве случаев пуск турбины осуществляется на скользящих параметрах, защита на время пуска выводится из работы. Вывод защиты может также потребоваться, если турбина останавливается в ремонт, т. е. если в процессе останова производится плановое и контролируемое расхолаживание турбины. На турбинах первых лет выпуска ввод и вывод защиты по температуре производился вручную. В последующем, как и для защиты по вакууму, он был автоматизирован.

5. При повышении уровня в ПВД до третьего предела (вторая ступень защиты по уровню). По существу, это защита регенеративных подогревателей. Повышение уровня в подогревателе может произойти вследствие нарушения работы

регулятора уровня, неправильной сборки схемы слива конденсата греющего пара и т. п. Но наиболее опасным является повреждение трубной системы и поступление питательной воды в паровое пространство подогревателя. Вода быстро заполнит весь подогреватель. Обратный клапан на трубопроводе отбора, предназначенный для записывания обратного потока пара из подогревателя в турбину, не предотвратит поступления воды в турбину. Но если он все-таки закроется, в корпусе подогревателя давление заполнившей его воды станет близким давлению питательных насосов. Это значение значительно превышает расчетное давление для корпуса ПВД. Не допустить эту ситуацию призваны защиты ПВД.

При повышении уровня в каком-либо из ПВД до второго предела (первый предел предупредительная сигнализация) действует локальная защита, отключающая группу ПВД по воде и по пару и переводящая питание котла по байпасу ПВД. Если тем не менее уровень продолжает повышаться и доходит до третьего предела, срабатывает вторая ступень защиты—отключаются питательные насосы, чтобы прекратилось поступление воды в корпус ПВД. При этом останавливается котлоагрегат и отключается турбина.

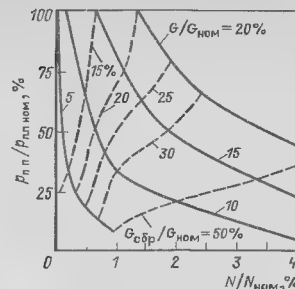
В последние годы на турбинах большой мощности начинает внедряться защита по вибрации, отключающая турбоагрегат при повышении вибрации на каких-либо двух соседних подшипниках. Турбина также автоматически останавливается рядом защит генератора, трансформатора блока и котла.

Перечисленные защиты выполняются с использованием датчиков электрического сигнала и логических устройств для формирования команды на отключение турбины. Исполнительным органом автоматической защиты турбины являются электромагнитные выключатели, открывающие слив из линий управления сервомоторами стопорных и регулирующих клапанов. В результате все клапаны турбины закрываются. К общему перечню защит турбины следует добавить и защиту по падению давления рабочей жидкости в системе регулирования. В этом случае какого-либо специального действия для закрытия клапанов производить не требуется, так как клапаны закроются усилием пружин сервомоторов. Но падение давления может быть следствием разрыва напорного трубопровода системы регулирования. В этом случае продолжение работы насоса приведет к большому выбросу огнестойкого масла в машинный зал. Поэтому, а также чтобы не допустить самопроизвольного открытия клапанов, если давление жидкости вновь восстановится, в случае глубокого провала давления огнестойкого масла автоматически отключается работавший насос системы регулирования и накладывается запрет на включение резервного.

Конечно, перечисленные защиты не исчерпывают всех случаев нарушения нормального режима работы турбины. Однако, когда процесс изменения режима не столь быстротечный, например при изменении относительного расширения ротора и статора, персонал должен принять все меры для возвращения режима к нормальному и только в том случае, если это не удается, остановить турбину. Автоматическое отключение защиты в таких случаях нерационально не только ввиду того, что отключение турбины сопряжено со значительным экономическим ущербом. Еще более неблагоприятной является опасность развития аварии, поскольку аварийное отключение турбины создает крайне напряженную обстановку на энергоблоке и множество систем и устройств должны сработать исправно, чтобы в процессе останова не произошло повреждения оборудования. Поэтому аварийное отключение защиты применяется только в безусловно необходимых случаях, когда нет другого выхода. Изложенный подход к определению объема автоматических защит соответствует рекомендациям МЭК.

При срабатывании защиты турбины помимо клапанов парораспределения автоматически закрывается арматура на подводе пара к турбине и на отборах к посторонним потребителям, а в новых проектах также на всех регенеративных отборах. Важным является вопрос об отключении генератора. После закрытия клапанов продолжительное вращение турбины генератором, который в этом случае работает в моторном режиме, недопустимо, поскольку приводит к разогреву выхлопа турбины. Как указывалось, система регулирования должна ограничить повышение частоты вращения при сбросе нагрузки, т. е. при отключении генератора во время работы под нагрузкой. При неисправности системы регулирования вступает в действие противоразгонная защита. Однако если вначале закрываются клапаны турбины (а это бывает значительно чаще, чем случаются сбросы нагрузки), перед отключением генератора следует принять дополнительные меры предосторожности. После закрытия стопорных клапанов генератор отключается от сети автоматически, если реле обратной мощности свидетельствует о потреблении генератором некоторой мощности из сети. Это доказывает достаточную плотность клапанов и отсутствие опасности разгона ротора. Автоматическая проверка потребления мощности турбиной производится не сразу по закрытию клапанов, а по истечении некоторого времени, когда за счет сброса пара из промперегрева в конденсатор давление пара в нем достаточно сильно снизится. Этот режим наиболее опасен, потому что для пара, протекающего через неплотности клапанов ЦВД, перепад давления по проточной части ЦВД в этот момент наибольший. На рис. 8.28 показана зависимость мощности, вырабатываемой

Рис. 8.28. Зависимость мощности N и давления в промперегревателе $P_{пп}$ от расхода пара через ЦВД и производительности сбросной линии



паром, поступающим через неплотности клапанов ЦВД, от давления в промперегреве. Ясно, что сигнал реле обратной мощности надежно свидетельствует о плотности клапанов только после снижения давления пара в промперегреве.

Если установка реле обратной мощности для данного блока не предусмотрена в проекте, отключение генератора после закрытия стопорных клапанов должно производиться с выдержкой времени, достаточной для закрытия задвижек на подводе пара и на отборах, однако не более 4 мин. Этим временем ограничивается допустимая длительность работы турбины в беспаровом режиме на номинальной скорости вращения. Если срабатывают защиты, требующие быстрой остановки ротора, например при падении давления масла на смазку, генератор отключается автоматически без выдержки времени по сигналу закрытия всех стопорных клапанов.

Построение электрических схем защиты нацелено на достижение высокой надежности как в отношении безотказности в аварийных ситуациях, так и в отношении исключения ложных срабатываний. Широко применяется дублирование различных элементов защиты. При этом используются приемы, позволяющие не вводить дополнительных элементов. Один из способов дублирования без применения дополнительных датчиков приведен выше на примере защиты по вакууму для турбин с двумя конденсаторами. В другом случае — в защите по осевому смещу более практичным является не дублирование датчиков, а предотвращение ложных срабатываний за счет специальной электрической схемы, осуществляющей автоматическую проверку правильности срабатывания датчика (на турбинах К-500-240 и К-800-240).

Важную роль играют сигнализация, регистрация срабатывания защит, средства выявления первопричины, т. е. защиты,

сработавшей первой. Для электромагнитных выключателей предусматривается непрерывный контроль исправности (отсутствие обрыва электрической цепи электромагнита) и фиксации факта срабатывания (отбегания током электромагнита).

Автоматические защиты предусмотрены и для вспомогательного оборудования—регенеративных подогревателей, насосов и т. п. Это так называемые локальные защиты. Выше описана локальная защита ПВД. Вообще среди всех операций управления команды защиты обладают наибольшим приоритетом—при одновременном поступлении двух противоречивых команд всегда выполняется команда защиты.

Глава девятая

СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ

9.1 ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ СМАЗКИ ТУРБИН СКД

Задачей систем смазки паровых турбин является обеспечение надежной подачи необходимого количества масла к подшипникам турбины, с тем чтобы получить минимальные потери мощности на трение в подшипниках, предотвратить износ поверхностей трения, отвести теплоту, выделяющуюся при трении и передаваемую от горячих деталей турбины при работе как вблизи номинальной частоты вращения (3000 мин⁻¹), так и в режиме работы валоповорота или полного останова ротора. Проектированию надежных схем маслоснабжения всегда уделялось особое внимание, так как прекращение подачи масла к подшипникам при номинальной частоте вращения за несколько секунд приводит к расплавлению баббитовой заливки вкладышей со всеми вытекающими последствиями по повреждению проточной части турбины и ротора. Исторически, по-видимому, из-за частой работы турбин на выделенную сеть в первый период развития энергетики в отдаленных районах и малой надежности системы питания собственных нужд электростанции наибольшее распространение получили различные модификации схем маслоснабжения с применением главного масляного насоса (ГМН), приводимого от вала турбины. Так, например, в большой серии турбин ЛМЗ мощностью 200 МВт и ниже широко применяется схема с центробежным масляным насосом, приводимым в движение от вала турбины через зубчатую муфту, и двухступенчатым нижесторонним подачей масла на смазку подшипников. В целом, надежность этой схемы достаточно высока. Однако для современных мощных паровых турбин ее нельзя считать

оптимальной. Поэтому при проектировании новой серии турбин СКД ряд турбостроительных заводов как у нас в стране, так и за рубежом перешел на независимый привод насосов смазки от электродвигателей. Обоснованность такого перехода определяется следующими обстоятельствами.

1. Нарушение работы ГМН при приводе его от вала турбины практически всегда означает остановку турбины. В то же время соединение ротора турбины с ротором насоса, размещение насоса с подводными и сливными трубопроводами в корпусе подшипника турбины представляют собой трудную конструкторскую задачу, и, как показал опыт эксплуатации, привод от вала турбины к насосу является едва ли не самым слабым местом в турбинах разных типов. В турбинах СКД со значительно большими расходами масла на подшипники эти трудности только увеличиваются. Поэтому применение независимого привода насоса смазки со 100%-ным резервом, позволяющим при необходимости вести ремонтные работы электронасоса без остановки турбины, в условиях современных мощных электростанций с достаточно высокой надежностью питания собственных нужд позволяет повысить надежность эксплуатации паротурбинных установок.

2. Применение независимого привода насосов смазки позволяет расположить масляный бак на нулевой отметке вдали от горячих элементов, что существенно повысило пожаробезопасность. Появилась также возможность, в случае крайней необходимости, отключить насосы смазки при снижении частоты вращения, например при 2000–2200 мин⁻¹, когда последствия безнасосного останова будут менее значительны. При таком расположении бака появляется также возможность исполнения централизованной схемы смазки турбоустановки главной турбины и всех питательных насосов. Такая схема была выполнена в отечественных блоках СКД мощностью 400, 500 и 800 МВт и способствовала некоторому упрощению компоновки оборудования, правда до тех пор, пока размеры агрегатов, их компоновка, требуемые расходы масла не стали приводить к противоположному результату. Поэтому, несмотря на то что первоначально одной из побудительных причин удаления ГМН с вала турбины было разделение систем регулирования и смазки и переход к применению в системе регулирования огнестойкого масла, а сейчас проблема применения огнестойкого масла для смазки подшипников турбин решена, возврат к схеме с ГМН на валу турбины представляется неприемлемым. Отмеченные преимущества независимого привода насосов смазки могут в действительности быть реализованы только в том случае, если будет обеспечено надежное маслоснабжение при переключениях насосов, а также в аварийных режимах—при потере питания собственных нужд.

Поэтому большее значение приобрели вопросы надежности работы релейной и пусковой аппаратуры, обеспечивающей быстрое автоматическое включение в аварийных режимах резервного электронасоса смазки и аварийных электронасосов постоянного тока, надежности работы (и методы проверки готовности) аккумуляторных батарей. С этой же целью по предложению ВТИ в систему смазки были введены устройства, обеспечивающие подачу минимального расхода масла к подшипникам даже в случае останова турбины при остановленном насосе, чтобы свести к минимуму возможные последствия такого маловероятного события.

Важная особенность системы смазки турбин СКД связана также с применением значительного числа вкладышей подшипников больших диаметров (в турбинах 300 МВт наибольший диаметр 435 мм, 800 МВт — 520 мм). Эти подшипники потребляют значительно больше масла в связи с изменением режима течения масла, выделяют больше теплоты, больше насыщают масло воздухом и значительно сильнее увеличивают потребление масла с ростом частоты вращения при пуске турбины. Все это потребовало разработки специальных мер по увеличению интенсивности деаэрации масла, снижению потерь в подшипниках, с тем чтобы максимально уменьшить объемы маслосистемы и необходимого масла, а также методов поддержания постоянного давления масла перед подшипниками при различных режимах работы и составе оборудования блока.

В последние годы значительно возросли требования по обеспечению пожарной безопасности систем смазки, так как ряд аварий оборудования сопровождался разрушительными масляными пожарами. Это стимулировало работы по внедрению огнестойких масел в системы смазки, что оказалось сделать труднее, чем предполагалось в начале 60-х годов из-за некоторых особенностей огнестойкого масла, необходимости резкого расширения производства огнестойкого масла. Вместе с тем проведенная в середине 70-х годов опытно-промышленная эксплуатация системы смазки одной из турбин К-300-240 на масле ОМТИ полностью подтвердила правильность избранного направления по замене нефтяного масла огнестойким. С середины 80-х годов началась промышленная эксплуатация на ОМТИ систем смазки отдельных турбин 800 МВт. В предстоящие годы по мере расширения производства ОМТИ его использование в системах смазки турбин СКД, особенно вновь вводимых, будет все более расширяться.

9.2. ТУРБИННЫЕ МАСЛА

Нефтяные масла. Нефтяные турбинные масла получили наибольшее распространение в системах смазки паровых турбин. Они являются высококачественными дистиллятными мас-

лами, получаемыми в процессе перегонки нефти путем специальной очистки для удаления тех компонентов, которые ухудшают стабильность масла, повышают коррозионную агрессивность и т. п. В крупных паровых турбинах ЛМЗ применяется только легкое турбинное масло, имеющее кинематическую вязкость 22 сСт при 50° С. Физико-химические и эксплуатационные свойства нефтяных турбинных масел хорошо известны (табл. 9.1). Вместе с тем ряд важных свойств нефтяных турбинных масел, влияющих на надежность эксплуатации систем смазки, зависит от исходного месторождения нефти, из которой изготавливается масло, а также от технологии изготовления. Так, например, масло Т-22 (ГОСТ 32-74), изготавливаемое из малосернистых бакинских нефтей, не требует дополнительных присадок для улучшения его качества. Для обеспечения качества масла Тп-22 (ГОСТ 9972-74), изготовляемого из смеси малосернистых узбекских и туркменских нефтей, требуется введение композиции присадок. Оба эти типа масла выпускаются сейчас в небольших количествах.

Таблица 9.1. Характеристики турбинных масел, применяемых для смазки

Показатель	Нефтяное масло Т-22	ОМТИ
Внешний вид	Прозрачная однородная маслянистая жидкость	Прозрачная однородная маслянистая жидкость
Цвет	Желтый	С коричневатым оттенком
Кинематическая вязкость при температуре 50° С, мм ² /с, не менее	20 · 10 ⁻⁶	23 · 10 ⁻⁶
Плотность при 20° С, г/см ³	0,890	1,143
Теплоемкость, Дж/(кг · °С), при:		
40° С	1,898 · 10 ³	1,583 · 10 ³
60	1,894 · 10 ³	1,616 · 10 ³
80	1,914 · 10 ³	1,666 · 10 ³
Теплопроводность, Вт/(м · К), при:		
40° С	0,464 · 10 ⁻³	0,498 · 10 ⁻³
60	0,462 · 10 ⁻³	0,477 · 10 ⁻³
80	0,461 · 10 ⁻³	0,481 · 10 ⁻³
Кислотное число, мг КОН, не более	0,02	0,03
Механические примеси, %, не более	0,005	0,01
Реакция водной вытяжки из продукта, pH	6 — 8	6 — 8
Термоокислительная стабильность по ГОСТ 981-75		
осадок не более, %	0,1	0,02
кислотное число не	0,035	0,05

Показатель	Нефтяное масло Т-22	ОМТИ
более, мг КРН/г		
Температура, °С		
вспышки в открытом тигле, не ниже	180	240
самовоспламенения, определенная по методу ВТИ, не ниже		720
застывания, не ниже	-15	17
Стойкость к гидролизу	—	0,5
кислотное число, мг КОН/г, не более		0,2
осадок не более, %		0,15
Содержание золы, %, не более		
Содержание тучих не более, %		0,2
Содержание свободных ксиленолов, %, не более		0,15

В настоящее время наибольшее распространение имеет масло Тп-22С (ТУ.38.101821-83), выпускаемое из западно-сибирских нефтей и содержащее антиокислительную, антикоррозионную и дезмульгирующую присадки. Подобные композиции присадок имеют также большинство зарубежных нефтяных турбинных масел. В процессе эксплуатации присадки могут расходоваться. Так, например, присадка, применяемая в качестве дезмульгатора, способна растворяться в воде и вымываться водой, попадающей в масляную систему при ее эксплуатации. Поэтому при эксплуатации турбинных нефтяных масел необходимо следить за достаточным содержанием в них присадок. Это же следует учитывать и при смешении различных марок масел, так как изменяется процентное содержание присадок в смеси масел. Подробные указания по периодическому контролю свойств турбинного масла, содержанию в нем присадок и методов их добавки, по смешению различных типов масел содержатся в [1].

Огнестойкие масла. Все огнестойкие турбинные масла, применяемые в системах регулирования и смазки турбин ЛМЗ, разработаны ВТИ им. Дзержинского. В 60-х годах было начато внедрение огнестойких масел типа «Иввиоль». Огнестойкое масло «Иввиоль-1» было создано на основе трикрезилфосфатов. В масле «Иввиоль-2» было ограничено содержание ортоизомера трикрезилфосфата значением 2%, что позволило существенно уменьшить токсичность по сравнению с маслом «Иввиоль-1». С середины 60-х годов был осуществлен переход на применение масла «Иввиоль-3» на основе триксиленилфосфатов, что позволило обеспечить дальнейшее существенное снижение ток-

сичности. «Иввиоль-3» получается этерификацией хлорокисью фосфора ксиленильной фракции каменноугольной смолы, выкипающей при 212—222° С. С конца 70-х годов началось широкое внедрение масла ОМТИ, созданного также на основе триксиленилфосфатов, сырьем для которого является фракция, выкипающая в более узком диапазоне температур 218—222° С и получившая название технического 3,5-ксиленила, так как содержит до 75% 3,5-ксиленила, 3,4-ксиленила и др. ОМТИ отличается от всех масел на основе ароматических эфиров фосфорной кислоты крайне высокой среднесмертельной дозой и отсутствием нейроработотоксического действия и относится уже к тому же классу токсичных веществ, что и нефтяное турбинное масло («Малотоксичные соединения» ГОСТ 12.1.007-76). Предельно допустимые концентрации паров и аэрозолей масла в воздухе составляют 5 мг/м³, в водах открытых водоемов 0,05 мг/м³—аналогично нефтяному маслу.

В настоящее время ведется разработка различных модификаций масла ОМТИ, направленная на расширение сырьевой базы, что необходимо в связи с начавшимся внедрением огнестойких масел не только в системы регулирования, но и в системы смазки мощных турбин.

При разработке как первых, так и последующих модификаций огнестойких масел учитывались основные требования, предъявляемые к огнестойким маслам: высокая термоокислительная стабильность, хорошая антикоррозионная, смазочная, дезаэрирующая и дезмульгирующая способность, не изменяющаяся в процессе эксплуатации кинематическая вязкость, отсутствие абразивных остатков при старении, высокая огнестойкость. Огнестойкие масла Иввиоль-3 и ОМТИ обладают всеми этими качествами. Сравнение эксплуатационных свойств ОМТИ и огнестойких масел производства ряда зарубежных фирм показало, что оно превосходит их по важнейшим показателям—термоокислительной стабильности и стойкости к гидролизу (табл. 9.2). Физико-химические свойства ОМТИ в сравнении с нефтяными маслами приведены в табл. 9.1 [1]. На рис. 9.1 приведена зависимость вязкости от температуры. По смазывающей способности масло ОМТИ не уступает нефтяному маслу, а по способности налипать на элементы трущейся пары, обеспечивая малое трение без масляного клина (граничная смазка), ОМТИ превосходит нефтяное масло. ОМТИ не оказывает заметного влияния на обычные металлы, используемые в турбостроении, в том числе баббиты, цветные металлы, если кислотность масла находится в допустимых пределах. Иначе обстоит дело с красками, прокладочными и изоляционными материалами. Огнестойкие масла являются хорошими растворителями и разрушают многие изоляционные материалы, краски, резины, паронит, бакелит, вымывают

Таблица 9.2. Основные характеристики отечественных и зарубежных огнестойких масел [1]

Показатель	«Ивви-оль-3»	ОМТИ	«Хайто-сейф-1120»	«Гирогард-53»	«Фиркуель-220»	«Рео-лоб-Хид 70»	«Рео-лоб Турбо 46»	«Рео-лоб Хид TF 90»	«Рео-лоб хид HS-110»	SF-D 0301
Кислотное число, мг КОН/г	0,04	0,03	0,115	0,13	0,07	0,07	0,014	0,085	0,055	0,245
Термоокислительная стабильность* по ГОСТ 981-75)										
осадок, %	0,02	Нет	Нет	Нет	Нет	0,024	Нет	Нет	0,09	0,16
кислотное число, мг КОН/г	0,05	0,05	0,139	0,11	0,05	0,17	0,04	0,08	0,025	4,94
Стойкость к гидролизу										
осадок, %	0,15	0,05	Нет	0,12	0,06	0,11	0,08	0,05	0,07	
кислотное число, мг КОН/г	0,60	0,50	6,3	9,25	0,80	43,0	6,20	3,20	1,30	
Температура, °С										
самовоспламенения	720	720	665	705	725	700	680	745	703	685
застывания	-21	-21				—	—	18	-18	
Коррозия**, г/м²	0,7	0,5	2,5	0,3	3,4	9,4	29	10	18	6,8
Токсичность LD ₅₀ , г/кг	12	24	7,7	7,9	5,8	7,6	8,4	2,55	3,5	

* Нагрев в присутствии воды железа и меди в течение 48 ч

** Коррозия стальной пластины за 30 ч в присутствии воды и кислорода при 95°С

жировую часть сальников. Однако они не воздействуют на бумагу, электроизоляционный картон, фторопласт, сухие сальниковые набивки (пеньковые или фторопластовые), шлам, эпоксидную смолу, провода с фторопластовой изоляцией, ряд типов специальных резин (ИРП-1375, 1377) Известны и ряд типов красок воздушной сушки, стойких к ОМТИ (например, АБЛ-20 и др.), однако поверхности, омываемые ОМТИ, при возможности лучше не окрашивать из-за необходимости тщательной подготовки поверхности под окраску.

Модуль объемной упругости чистого огнестойкого масла, свободного от пузырьков нерастворенного воздуха, не меньше, чем у нефтяного масла (около 16 Н/м²). Насыщаемость огнестойкого масла воздухом при равных условиях не больше, чем у нефтяного масла. Скорость выделения воздуха из

огнестойкого масла «Ивви-оль-2» была существенно меньше, чем у нефтяного масла. Для ОМТИ скорость выделения воздуха значительно выше и уменьшается только в результате попадания в масло каких-либо посторонних примесей. Во всяком случае при применении в маслобаках воздухоохладителей в виде пакетов наклонных пластин, разделяющих поток масла на множество струй малой высоты, обеспечивается хорошее удаление воздуха из масла. Плотность огнестойкого масла в 1,3 раза больше, чем нефтяного, что влияет на давление, развиваемое центробежными насосами, применяемыми в системах смазки и регулирования, мощности их двигателей.

Плотность огнестойкого масла выше плотности воды, поэтому при попадании воды в масло она скапливается не на дне бака, а на поверхности масла, в связи с этим забор масла на сепарирование следует выполнять с верхней части бака и использовать специальные сепараторы, учитывающие указанную разницу в плотности воды и масла. Небольшие количества воды, попадающие в масло, (например, из уплотнений турбины при пуске), постоянно испаряются с поверхности масла в баке, и применение для этих целей сепараторов не требуется.

Повышенная плотность ОМТИ означает также и большую (в 1,3 раза) динамическую вязкость, определяющую подъем ротора и количество выделяемой теплоты при гидродинамическом режиме смазки, что необходимо учитывать при выборе зазора в подшипниках и расходов масла.

Весовая теплоемкость ОМТИ на 15% ниже нефтяного масла, но объемная превосходит на 15%, так что при отводе теплоты с помощью ОМТИ необходимо применять конструкции с большим весовым расходом масла.

Электрофизические свойства огнестойкого масла хуже, чем нефтяного. При применении огнестойкого масла в системах регулирования это не вызывает каких-либо осложнений. При использовании огнестойкого масла в системах смазки это обстоятельство является существенным и требует тщательного контроля за состоянием подстоловой изоляции генератора с целью предотвращения электроэрозии подшипников аналогично тому, как это происходит при наличии в нефтяном масле

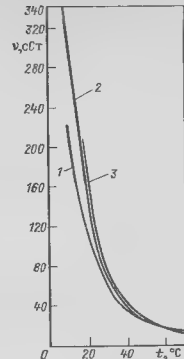


Рис. 9.1 Кривые зависимости кинематической вязкости масел от температуры
1 — турбинное 22, 2 — «Ивви-оль-3»; 3 — ОМТИ

воды. Худшие, чем у нефтяного масла, электрофизические свойства приобретают особое значение при попадании масла в аварийных режимах внутрь современных генераторов, имеющих высокое напряжение. Использование стабильных к воздействию ОМТИ изоляционных материалов и покрытий требует изменения технологии изготовления генераторов, и на период ее разработки и освоения решение было найдено путем отделения системы масляных уплотнений вала генератора от системы смазки подшипников с сохранением в системе уплотнений минерального масла. Это решение не уменьшает надежности системы уплотнений, так как добавляется лишь один бак, оставшаяся часть системы остается неизменной. Дополнительное же преимущество заключается в том, что предотвращается попадание в генератор масла, обводняемого в системе смазки турбины.

Огнестойкость ОМТИ характеризуется не только высокой температурой самовоспламенения, но и неспособностью распространять пламя по струе, неспособностью поддерживать горение при исчезновении источника огня. Это очень важно, так как при определенных условиях температура самовоспламенения ОМТИ может понизиться. Например, при разбивании пропитанной маслом тепловой изоляции паропроводов с температурой пара 540°С могут происходить вспышки масла, но это не приводит к возникновению пожара, и они сами гаснут.

Экономической целесообразности применения огнестойких масел всегда уделялось большое внимание, хотя ущерб от пожаров определяется не только затратами на восстановление поврежденного оборудования. Соответствующие расчеты показывают, что при замене нефтяного масла огнестойким, даже при высокой стоимости ОМТИ, в настоящее время в связи с небольшим объемом производства срок окупаемости составляет 1,2—4 года, при замене ОМТИ в системах регулирования и смазки или только смазки соответственно. Эти же расчеты показывают целесообразность интенсификации работы системы смазки с целью уменьшения объема масла, что возможно благодаря лучшей термоокислительной стабильности огнестойкого масла.

9.3. СХЕМЫ СИСТЕМ СМАЗКИ

На рис. 9.2 показана схема смазки турбины К-300-240-1, на рис. 9.3—схема смазки турбины К-800-240-5, разработанная с учетом опыта работы турбины К-300-240-1 и предназначенная для работы на огнестойком масле ОМТИ.

Системы смазки этих и всех турбин СКД, эксплуатируемых в СССР, централизованные, обеспечивают маслом подшипники

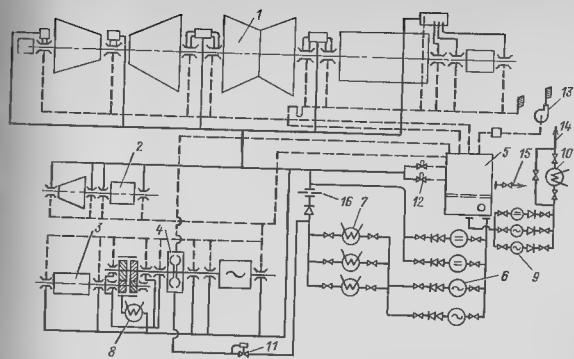


Рис 9.2. Схема смазки турбины К-300-240-1

1 — турбоагрегат с аварийными емкостями масла; 2 — питательный турбонасос; 3 — электронный электронасос с редуктором и гидромолотом; 4 — гидромолот; 5 — бак системы; 6 — электронасосы системы смазки переменного и постоянного тока; 7 — маслоохладитель; 8 — маслоохладитель муфтыликатора; 9 — электронасосы системы уплотнений переменного и постоянного тока; 10 — маслонасос системы уплотнений; 11 — редукционный клапан подачи масла на гидромолот; 12 — сливные клапаны системы смазки; 13 — аварийный слив; 14 — подпитка масла в систему масляных уплотнений генератора; 15 — бак аварийного слива; 16 — ограничительная шайба

главной турбины, генератора, группы питательных насосов (турбо- и электро-), гидромолоты питательных электронасосов, системы масляных уплотнений вала турбины. В турбинах К-800-240-3, К-500-240-4, К-1200-240-3 и их последующих модификациях система масляных уплотнений генератора выделена в отдельную систему со своим расходным баком.

Режимы работы централизованной системы смазки характеризуются большими изменениями расхода масла и сопротивления сети, связанными со следующими обстоятельствами:

изменением состава оборудования — включены или отключены питательные электронасосы (расход на один электронасос с учетом расхода на гидромолот составляет до 50% расхода главной турбины, расход на группу питательных турбонасосов также близок к этой величине);

изменением расхода масла на подшипники по мере повышения частоты вращения главной турбины (в турбинах К-300-240-1 по увеличению при выходе на 3000 мин⁻¹ составляло по сравнению с работой на валоповоротном устройстве 30%; с переходом в турбинах 500 и 800 МВт на более экономичные подшипники эта цифра еще более увеличивается);

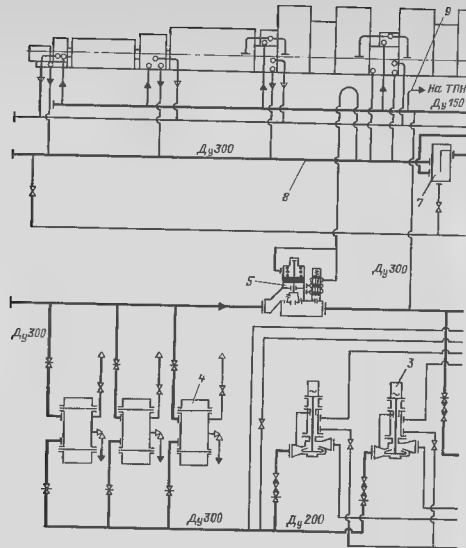
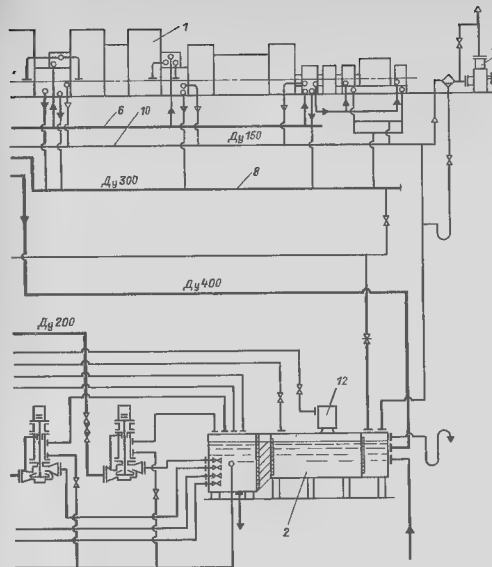


Рис. 9.3 Схема смазки турбины IC-800-240-5.

1 — турбовзвешиватель с аварийными емкостями масла, 2 — бак системы смазки, 3 — электронасосы системы смазки переменного и постоянного тока, 4 — маслоохладители, 5 — редукционный клапан, 6 — напорный коллектор, 7 — гидрозатвор, 8 — заполненный сливной коллектор, 9 — подача масла на турбонасос; 10 — вентиляционный коллектор, 11 — экстаузер, 12 — фильтр тонкой очистки

различным числом включенных маслоохладителей; различным числом работающих насосов, которые могут включаться в параллельную работу по блокировкам и для отключения которых требуется определенное время.

В централизованной системе бак для обеспечения слива масла из питательных насосов должен располагаться на полу конденсационного помещения и необходимо учитывать возможность опорожнения в него большого количества масла из маслопроводов, объем которых соизмерим с объемом масла, остающимся в баке при работе турбины. Это приводит к большому колебанию уровня масла в баке. Эти важные



особенности учтены в выборе схемы и характеристик оборудования системы смазки

Емкость бака составляет от 37 до 50 м³. В баке расположены устройства для очистки масла от механических примесей и воздуха. На баке устанавливается фильтр тонкой очистки для непрерывной более тонкой фильтрации части масла (см. гл. 8). Подача масла осуществляется четырьмя электронасосами. Два насоса (рабочий и резервный) имеют электродвигатели переменного тока. Мощность каждого двигателя выбирается с двойным запасом для обеспечения работы насоса даже в условиях кратковременного падения напряжения собственных нужд (обычно принимается падение напряжения не ниже 0,7 номинального во время пуска крупных потребителей собственных нужд; на ряде блоков зарегистрировано при пуске питательных электронасосов падение напряжения до 0,62, общее время падения напряжения 10-15 с). Такой подход к выбору двигателя обеспечивает также быстрый разворот насосов (за 1 с) при включении их по блокировкам. Два других насоса являются аварийными, имеют двигатели постоянного тока.

С целью уменьшения мощности двигателя и соответственно емкости аккумуляторных батарей они включаются в обвод маслоохладителей и обеспечивают маслом только подшипники агрегатов в размере 60–70% номинального расхода. При включении в работу одного из аварийных насосов и невозможности быстрого восстановления питания электронасосов переменного тока турбину следует остановить. В турбине К-300-240-1 масло к насосам из бака подводится с помощью всасывающего коллектора. В последующих турбинах с целью уменьшения сопротивления на всасывании насосов и обеспечения возможности работы при более глубоком изменении уровня масла в баке насосы располагаются непосредственно на боковых стенках бака. Такая схема исключает возможность скопления воздуха в насосах, находящихся в резерве. По сравнению с применением насосов погружного типа такая схема расположения насосов обеспечивает возможность выполнения минимального чистого отсека бака, т.е. уменьшает объем бака. За каждым насосом устанавливается по два обратных клапана, с тем, чтобы надежно исключить утечки масла через неработающие насосы.

Маслоохладители устанавливаются на напорном коллекторе после насосов. При таком расположении маслоохладителей обеспечивается максимальная температура масла в баке, что имеет большое значение для системы смазки, так как при этом значительно интенсифицируются процессы отделения воздуха и воды в баке. Тип и число маслоохладителей выбираются в зависимости от количества отводимой теплоты и температуры охлаждающей воды. Для проведения промывок маслосистем полезно выполнение байпасной линии маслоохладителей значительного сечения.

Давление воды в маслоохладителях должно быть ниже давления масла (давление масла в маслоохладителях около 0,25 МПа), чтобы предотвратить попадание в маслосистему охлаждающей воды, особенно содержащей много солей, при возможных нарушениях плотности маслоохладителей. Вместе с тем это вступает в противоречие с современными экологическими требованиями по предотвращению попадания масла в водоемы. Выход может быть найден как путем совершенствования конструкции маслоохладителей, так и путем совершенствования самих схем охлаждения. В настоящее время ведутся работы по созданию более плотных маслоохладителей.

Однако опыт показывает, что и при хорошем качестве изготовления (дефекты изготовления выявляются в первый же год эксплуатации) через несколько лет вновь может начаться выход маслоохладителей из строя, связанный с заносом трубной системы солями и с методами очистки маслоохладителей. Поэтому представляется возможным полностью решить указанную проблему применением замкнутых промежуточных контуров охлаждения маслосистем с использованием в этих контурах конденсата. Такие схемы выполнены на ряде турбин у нас в стране и на многих турбинах, поставленных на экспорт.

Затраты на дополнительное сооружение промежуточного контура невелики, так как он состоит из двух насосов, двух водо-водяных теплообменников и дыхательного бака емкостью 2–5 м³. При возможном попадании масла в воду (хотя это становится значительно менее вероятным, так как маслоохладители при работе на конденсате работают более надежно) содержащееся в промежуточном контуре небольшое количество воды может быть слито для очистки или сожжено в котле. Применение промежуточного контура

примерно на 5°С повышает температуру охлаждающей воды, что должно учитываться при выборе числа маслоохладителей.

Давление масла на отметке оси турбины составляет 0,117 МПа. Поддержание давления в турбинах К-300-240-1 осуществляется двумя сливными клапанами. Выполнение в этих клапанах демпфера малого объема полностью решило вопрос их устойчивости. Для более точного поддержания давления в условиях указанных переменных режимов работы маслосистемы на напорном коллекторе устанавливается ограничительная шайба диаметром 105 мм, а забор масла на гидромурфту питательного электронасоса берется до этой шайбы. В этих условиях при работе турбины на ВПУ и остановленных питательных насосах давление на оси турбины составляет 0,14 МПа, снижаясь до 0,117 МПа по мере включения в работу остальных агрегатов блока. В турбинах последних выпусков вместо сливных устанавливаются редукционные клапаны, которые поддерживают давление масла на оси турбины дросселированием всего расхода масла без слива масла в бак, что улучшает работу бака, но требует некоторого запаса по давлению. Для обеспечения надежности часть масла дросселируется помимо клапана. Диаметр дроссельной шайбы выбирается таким образом, чтобы при случайном закрытии редукционного клапана через нее мог проходить расход масла 50–70% номинального.

Подвод масла к вкладышам подшипников осуществляется через бабки, встроенные в верхних крышках подшипников (рис. 9.4). Из бачков масло подается по двум трубам к вкладышу подшипника. По одной из труб подача осуществляется только при нормальной работе, когда бачок полон и находится под

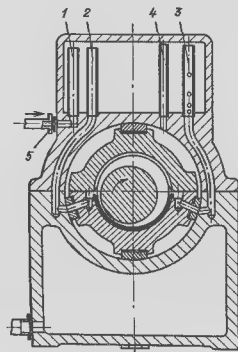


Рис. 9.4. Подвод масла к опорному подшипнику:
1 — подача от напорного коллектора; 2 — подвод масла; 3 — аварийный подвод масла; 4 — дозирующая шайба

давлением. По другой трубе осуществляется дозирование подачи масла при остановке турбины с неработающими масляными насосами, с тем чтобы обеспечить минимальный расход масла на подшипники с учетом возможности снижения этого расхода по мере снижения частоты вращения. В ряде подшипников подвод рабочего и аварийного масел осуществляется по одной трубе. В бачке предусматривается воздушник, через который обеспечивается подача воздуха в бачок (срыв вакуума) по мере его опорожнения. Конструкция должна исключить засорение этого воздушника, а сечение его должно быть достаточным для принятой скорости опорожнения бачка в аварийных режимах, даже если это приводит в нормальных режимах к увеличению расхода на подшипник на 5—10%. Перед бачками часто устанавливаются дозирующие шайбы, с помощью которых можно корректировать расход масла. Диаметр этих шайб выбирают таким образом, чтобы давление в бачке при работе на частоте вращения 3000 мин^{-1} было в пределах 40—70 кПа.

Слив масла из подшипников осуществляется в сливные коллекторы, в которых идет интенсивное выделение захваченного в подшипнике воздуха. Для предотвращения эжектирующего действия струи масла в вертикальном сливном стояке масло в бак сливается под уровень (или через зауженное сечение в бачке), а перед сливным стояком устанавливается гидрозатвор. Гидрозатвор устанавливается также после сливного коллектора подшипников генератора, в который может попадать водород (если система уплотнений генератора не отделена от системы смазки). Из сливных коллекторов и из бака осуществляется отсос воздуха с помощью эксгаустеров, перед которыми устанавливаются отстойники для задержания уносимых при этом аэрозолей масла.

Сливные коллекторы выполнялись всегда незаполненными и в них создавались условия для интенсивного шламования масла и коррозии (высокая температура, воздух, вода, малая скорость). Поэтому в турбинах К-800-240-5 применена схема с затопленными сливными коллекторами, которая должна замедлить эти процессы. В этом случае выполняется специальный вентиляционный коллектор, а уклон сливного коллектора для исключения воздушных пробок выполняется таким образом, чтобы направления движения выделяющихся пузырьков воздуха и сливающегося масла совпали.

Включение насосов (резервного, аварийных) осуществляется по отключению работающего насоса, а также от реле при падении давления до 78 кПа. При падении давления ниже 29 кПа срабатывает защита турбины на останов и исключается вращение турбины валоповоротным устройством. Кратковременное (на 1—2 с) падение давления при отключении

работающего и включения резервного насосов не приводит к снижению давления на оси ниже 59 кПа.

Температура масла после маслоохладителей составляет обычно 40—42°С. При необходимости пуск турбины может начинаться при более низкой температуре, так как по мере подъема частоты вращения начинается интенсивный прогрев масла. При этом следует вести пуск таким образом, чтобы повышение частоты вращения сверх 1000 мин^{-1} происходило при температуре масла не ниже 38°С. В этих условиях, как правило, не потребуется подогрев масла в маслоохладителе, который может неблагоприятно отразиться на его надежности. При работе на огнестойком масле с целью понижения динамической вязкости с учетом свойств ОМТИ допустимо повышение рабочей температуры масел до 50°С с соответствующим повышением температуры масла на сливе из подшипников до 75°С.

Аварийный слив масла при пожаре предусматривается из днища бака системы смазки через специальные задвижки с электроприводом, расположенные вдали от бака. При применении ОМТИ аварийный слив масла не требуется.

Характеристики систем смазки турбин СКД. Основные характеристики систем смазки паровых турбин СКД ЛМЗ мощностью 300, 500 и 800 МВт приведены в табл. 9.3.

Таблица 9.3. Характеристики систем смазки турбин СКД ЛМЗ

Показатель	Тип турбины		
	К-300-240-3	К-500-240-4	К-800-240-5
Расход масла, $\text{м}^3/\text{ч}$ на подшипники турбины и генератора	180	230	280
общий на турбоустановку	315	310	370
Емкость, м^3 маслобака	47	47	47
общая системы	47	55	58
Количество отводимой теплоты, ГДж/ч	9,6	5,9	6,7
Расход воды на все маслоохладители, $\text{м}^3/\text{ч}$	450	600	600
Тип и число маслоохладителей	М-240 3	М 540 3	М-540 3
Тип насосов и их количество	12КМ-15 2	12КМ-15В 2	12КМ-15В 2
Мощность электродвигателя рабочего насоса, кВт	100	100	100
Тип аварийных насосов и их количество	12КМ-20а 2	12КМ-20 2	12КМ-20 2
Мощность электродвигателя аварийного насоса, кВт	37	37	37

Масляный бак. На рис. 9.5 показана конструкция бака с насосами, навешиваемыми на стенки бака. Создано три модификации бака полезной емкостью 37, 47 и 80 м³, отличающихся лишь длиной промежуточного (среднего) отсека. Материал корпуса бака — углеродистая сталь или двухслойная сталь с плакирующим слоем из стали 08Х13. Сливное масло поступает в «грязный» отсек под уровень и с помощью дырчатого листа равномерно разливается по всему сечению промежуточного отсека, способствуя лучшей работе прямооточного воздухоохладителя. В качестве наклонных перегородок применяются листы из алюминиевых сплавов или легированных сталей, а в качестве проставок — бруски из сухого дерева. После воздухоохладителя устанавливается два ряда рамочных фильтров (по три фильтра в ряду) с сетками № 025, ГОСТ 6613-73 из полутомпака Л80, ГОСТ 15527-70. Размер ячейки в свету около 0,2 мм,

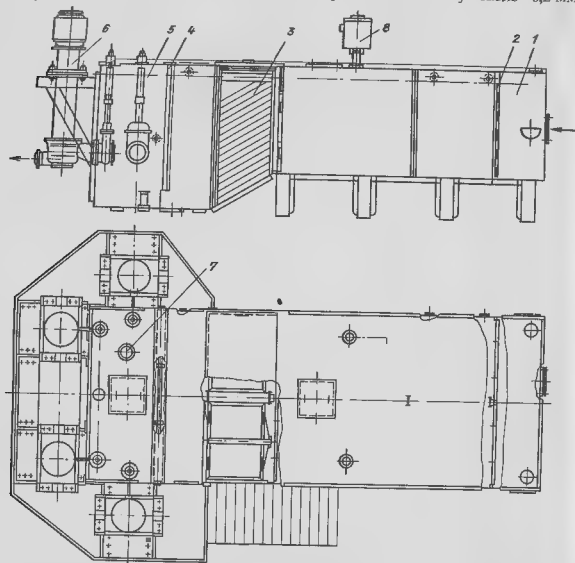


Рис. 9.5. Масляный бак.

1 — «грязный» отсек; 2 — дырчатый лист; 3 — воздухоохладитель; 4 — рамочный фильтр, 5 — «чистый» отсек; 6 — насосы; 7 — маслоуказатель; 8 — фильтр тонкой очистки.

габаритные размеры сеток 220 × 1100 мм. Насосы фланцами крепятся прямо к стенкам бака. Всего имеется возможность установить к «чистому» отсеку пять насосов (три на торцевой стенке и по одному на боковых). Обычно среднее гнездо по торцевой стенке не используется. Насосы крепятся на площадки, привариваемые к баку. Внутри «чистого» отсека расположены задвижки, позволяющие отключить каждый насос в аварийной ситуации, связанной с поломкой корпуса насоса. В остальных режимах работы управление этими задвижками не требуется.

На баке имеются штурупы с фланцами для слива масла в бак и из бака, отсека паров и т. п. В «чистом» отсеке устанавливается маслоуказатель со шкалой от 0 до 100 делений, где 0 соответствует уровню масла 1000 мм от верхней кромки бака и является минимально допустимым уровнем.

Маслоохладители. Маслоохладитель представляет собой вертикальный цилиндрический поверхностный теплообменник, в котором охлаждающая вода движется внутри трубок, а масло — в межтрубном пространстве. Теплопередающая поверхность образована трубками, имеющими снаружи оребрение из медной проволоки, припаянной к трубкам. Пространство между оребренными трубками внутри трубного пучка заполняется деревянными вставками. Трубный пучок вставлен внутри кожуха с продольными фланцами. Трубки развальцованы в трубных досках. Нижняя грубая доска жестко закреплена между корпусом и нижней водяной камерой. Верхняя трубная доска способна перемещаться относительно корпуса при тепловых расширениях за счет литевского компенсатора, расположенного в верхней части корпуса, и стальной мембраны, обеспечивающей плотность масляного пространства маслоохладителя.

Масло подается в маслоохладитель через нижний патрубок и отводится через верхний. Охлаждающая вода подводится и отводится через патрубки, находящиеся в нижней водяной камере. Имеются необходимые воздушники и спускные краны.

Расчетные характеристики маслоохладителей типов М-240 и 540 приведены ниже:

	М-240	М-540
Поверхность охлаждения, м ² ...	240	540
Расход масла, м ³ /ч...	165	330
Гидравлическое сопротивление по маслу, кПа...	25	40
Давление масла, МПа:		
рабочее		0,5
пробное		0,8
Температура масла, °С:		
на входе		55
на выходе		44
Присоединительные фланцы по маслу (вход и выход)	Ду 200, Р, 6 Ду 300; Р, 10	
Расход воды, м ³ /ч	150	300
Гидравлическое сопротивление по воде, кПа	20	18
Давление воды, МПа:		
рабочее		0,2
пробное		0,4
Температура воды, °С:		
на входе		33
на выходе	37	39

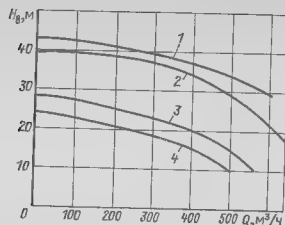


Рис. 9.6. Характеристики масляных насосов
1 — насос 12КМ-15, диаметр колеса $D_k = 355$ мм, 2 — насос 12КМ-15Б, $D_k = 358$ мм, 3 — насос 12КМ-20, $D_k = 295$ мм, 4 — насос 12КМ-20Б, $D_k = 270$ мм

Насосы. В качестве рабочих насосов применяются насосы типа 12КМ-15, в качестве аварийных — типа 12КМ-20. Характеристики применяемых модификаций этих насосов показаны на рис. 9.6. Насосы имеют конструкцию, схематично показанную на рис. 9.3, это насос центробежного типа, вертикаль-

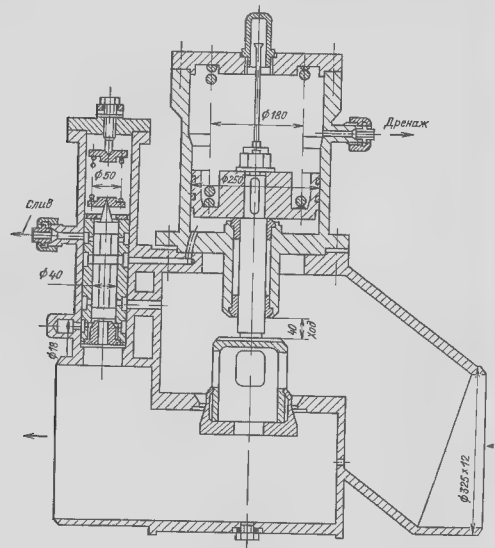


Рис. 9.7 Редукционный клапан

ный, привод от электродвигателя через упругую муфту. Корпус насоса выполнен из чугуна. Конструкция позволяет производить осмотр или замену рабочего колеса или уплотнительных колец без снятия насоса с опорной шпильки и демонтажа трубопроводов.

Для заливки гидравлических уплотнений насоса его полость сообщается с баком ниже минимально возможного уровня масла в баке. Смазка опорно-упорного подшипника осуществляется из напорного патрубка насоса и от напорного коллектора перед маслоохладителями. Слив протечек осуществляется непосредственно в бак.

Редукционный клапан (рис. 9.7). Он выполнен в виде регулятора давления «за собой» непрямого действия, без обратной связи по положению регулирующего клапана. Обратная связь осуществляется непосредственно по давлению масла за редукционным клапаном, которое может регулироваться воздействием на пружину золотника. Байпасная шайба расположена непосредственно внутри клапана и изменение ее диаметра при настройке требует только снятия верхней крышки. Редукционный клапан должен располагаться обязательно выше масляного бака.

Глава десятая

ТЕПЛООБМЕННОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТУРБОУСТАНОВКИ

10.1. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Экономичная и надежная работа энергоблока в значительной степени зависит от технического уровня и качества теплообменных аппаратов и вспомогательного оборудования, соответствия их характеристик условиям работы в составе данной турбоустановки, качества их монтажа и ремонта, уровня эксплуатации. В процессе проектирования турбоустановки рациональному выбору теплообменных аппаратов и вспомогательного оборудования уделяется самое серьезное внимание. В целях унификации, а это ведет к снижению затрат на разработку и изготовление и облегчает эксплуатацию и ремонт оборудования, стремятся подобрать те или иные виды оборудования из числа серийно выпускаемого промышленностью и соответствующего по своим характеристикам условиям работы в составе данной турбоустановки. Если же это оказывается невозможным, то специализированным предприятиям выдается заказ на создание необходимых видов оборудования.

Как и многие детали, узлы, сборочные единицы и агрегаты паровых турбин, многие виды теплообменных аппаратов и вспомогательного оборудования постоянно совершенствуются. Поэтому в составе даже однотипных турбоустановок одной

Таблица 10.1. Основные характеристики конденсаторов паровых турбин СК ЛМЗ на расчетном режиме

Показатель	К-300-240	К-500-240	К-800-240
Тип конденсатора	300-КПС-3	500-КПС-4	800-КПС
Поверхность охлаждения (общая), м ²	15400	22500	41200
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	36000	51480	73000
Гидравлическое сопротивление, кПа	44,1	44,1	58,9
Температура охлаждающей воды, °С	← 12 →		
Давление в конденсаторе, кПа	← 3,43 →		
Диаметр трубок, мм/мм	← 28/26 →		
Длина трубок, м	9	9	12
Масса конденсатора с трубками, т	340	515	871

электростанции разных лет поставки можно встретить аппараты и оборудование, имеющие отличия в конструкции. В этой ситуации эксплуатационному, ремонтному и монтажному персоналу электростанций необходимо внимательно изучать заводские инструкции и другую техническую документацию, поступающую с новым оборудованием, не надеясь на знание оборудования, уже эксплуатирующегося на электростанции.

Ниже приводятся некоторые основные сведения о теплообменных аппаратах и вспомогательном оборудовании, используемых в последних модификациях турбоустановок мощностью 300, 500 и 800 МВт ЛМЗ.

Конденсационные устройства паротурбинных установок включают в себя собственно конденсатор, систему удаления воздуха из конденсатора, паросбросное устройство, систему удаления конденсата и систему охлаждающей воды. Основные характеристики конденсаторов приведены в табл. 10.1.

В последних модификациях паровых турбин мощностью 800 МВт используется конденсаторная группа типа 800-КПС-5, состоящая из двух конденсаторов, устанавливаемых продольно под выхлопными патрубками ЦНД. Общий вид одного конденсатора группы показан на рис. 10.1. Поверхности охлаждения обоих конденсаторов одинаковы. Конденсаторы включены последовательно по охлаждающей воде, которая проходит по трубным пучкам конденсатора двумя параллельными потоками, что позволяет отключать один из потоков охлаждающей воды без остановки турбины. Для разделения потоков охлаждающей воды во всех водяных камерах установлены вертикальные перегородки. Подвод охлаждающей воды к каждому потоку и отвод ее осуществляется отдельными для каждого потока трубопроводами.

Паровые пространства конденсаторов группы разобщены, в результате чего в первом по ходу охлаждающей воды конденсаторе, где температура охлаждающей воды ниже, устанавливается более глубокий вакуум, чем во втором, где

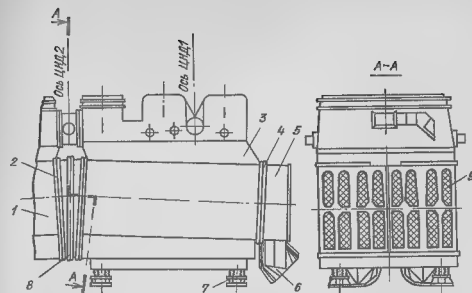


Рис. 10.1. Общий вид конденсатора 800-КПС-5.

1 — конденсатор № 1, 2 — линзовый компенсатор между выхлопом ЦНД2 и конденсатором, 3 — конденсатор № 2, 4 — линзовые компенсаторы между корпусом и водяными камерами, 5 — входная водяная камера, 6 — патрубок подвода охлаждающей воды, 7 — пружинные опоры, 8 — промежуточная водяная камера, 9 — трубные пучки

температура охлаждающей воды выше вследствие нагрева теплотой, отведенной при конденсации пара в первом конденсаторе. Такое секционирование конденсатора обеспечивает повышение экономичности турбоустановки (см. гл. 2).

Каждый конденсатор группы имеет по три горловины, к которым присоединяются выхлопные патрубки трех ЦНД турбины К-800-240-5. Конденсаторы опираются на пружинные опоры, воспринимающие массу конденсатора, не заполненного охлаждающей водой.

Взаимные тепловые расширения ЦНД и конденсаторов компенсируются линзовыми компенсаторами на соединительных патрубках ЦНД2 (среднего) и между корпусами конденсаторов и водяными камерами.

Конденсат из конденсатора с более глубоким вакуумом через специальное устройство самотеком отводится в конденсатор с более высоким давлением и проходит к месту откачки конденсата из второго конденсатора в систему регенерации.

В верхних частях конденсаторов, примыкающих к выхлопным патрубкам турбины, размещены паропроводы восьмого регенеративного отбора, по которым пар отводится к ЦНД1. В переходных патрубках между выхлопами ЦНД и трубным пучком конденсатора размещены пароприемные устройства, обеспечивающие сброс и охлаждение пара, поступающего в конденсатор из БРОУ на пусковых режимах, при сбросах нагрузки блоком и при его останове.

Конденсаторы аналогичной конструкции применяют для турбин К-500-240-4 ЛМЗ.

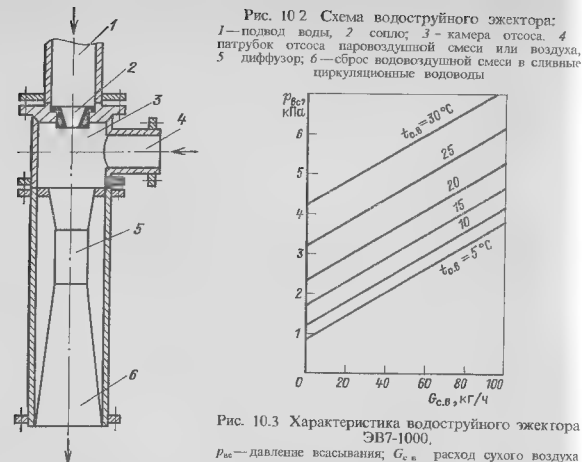


Рис. 10.3 Характеристика водоструйного эжектора ЭВ7-1000.

$P_{вс}$ — давление всасывания; $G_{с.в.}$ — расход сухого воздуха

С паровыми турбинами К-300-240-3 применяются конденсаторы типа 300-КЦС-3. Конденсатор однокорпусный. Паровое пространство конденсатора разделено продольной перегородкой на две половины. Система охлаждения каждой половины конденсатора двухходовая. Конденсатор имеет три горловины для присоединения трех выхлопных патрубков ПНД.

Для обеспечения заполнения трубных пучков охлаждающей водой по всей высоте из верхней части выходных водяных камер при их заполнении охлаждающей водой производится отсос воздуха. Для этого используются водоструйные эжекторы типа ЭВ1-230 с расходом рабочей воды около 230 м³/ч и напором 29,4 кПа.

Для отсоса паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора используют два водоструйных эжектора типа ЭВ7-1000 (рис. 10.2). Третий такой же эжектор является резервным. Расход воды на каждый эжектор составляет 1000 м³/ч при напоре 29,4 кПа. Характеристика эжекторов ЭВ7-1000 представлена на рис. 10.3. Подача воды на водоструйные эжекторы производится двумя электронасосами Д-3200-75 производительностью 2700 м³/ч при напоре 38 кПа. От этих же насосов производится подача воды на водоструйный эжектор ЭВ1-230, который удаляет паровоздушную смесь из охладителя пара концевых уплотнений турбины.

Уровень конденсата в конденсаторах регулируется и поддерживается электронным регулятором уровня на отметке, расположенной выше днища корпуса конденсатора на 300 ± 100 мм.

Для откачки конденсата из конденсатора установлены три электронасосных насоса, один из которых является резервным. Эти насосы подают конденсат через ПНД в деаэра-тор.

Для срыва вакуума в конденсаторе в аварийных ситуациях предусмотрены две параллельно установленные задвижки с электроприводами. Управление этими задвижками осуществляется со щита управления. Открытие задвижек обеспечивает срыв вакуума в конденсаторе за 2-3 мин.

10.2 РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Система регенеративного подогрева питательной воды состоит из подогревателей замкнутого контура системы охлаждения электрогенератора (газоохладителей), охладителей пара лабиринтовых уплотнений турбины, группы ПНД, деаэра-тора и группы ПВД (см. гл. 2).

В газоохладителях генератора в зимнее время теплота, отводимая от генератора, используется для подогрева конденсата, откачиваемого из конденсатора турбины. В летнее время газоохладители генератора охлаждаются циркуляционной водой.

В охладителях пара лабиринтовых уплотнений для нагрева основного конденсата используется теплота паровоздушной смеси, отсасываемой из концевых уплотнений. Отсос этой смеси в охладители пара производится за счет вакуума, создаваемого в них водоструйным эжектором ЭВ1-230. В охладителях пара поддерживается абсолютное давление 93-95 кПа. Охладители пара уплотнений включаются в тракт основного конденсата между газоохладителями генератора и ПНД1.

В новых модификациях турбоустановок в качестве первых двух ПНД (турбина К-800-240-5) или второго ПНД (турбина К-300-240-3) используются подогреватели смешивающего типа, остальные ПНД — поверхностного типа (рис. 10.4). В прежних модификациях турбоустановок все ПНД — поверхностные. Применение в новых модификациях турбоустановок ПНД смешивающего типа (рис. 10.5) обусловлено их более высокой тепловой эффективностью и отсутствием недогрева конденсата по сравнению с ПНД поверхностного типа. ПНД смешивающего типа вертикальные, выполнены по схеме с перекачивающими насосами, которые отводят подогретый конденсат из корпуса ПНД в следующий за ним подогреватель. Нагрев конденсата в смешивающем подогревателе происходит за счет струйного дробления конденсата, стекающего с верхних лотков ПНД

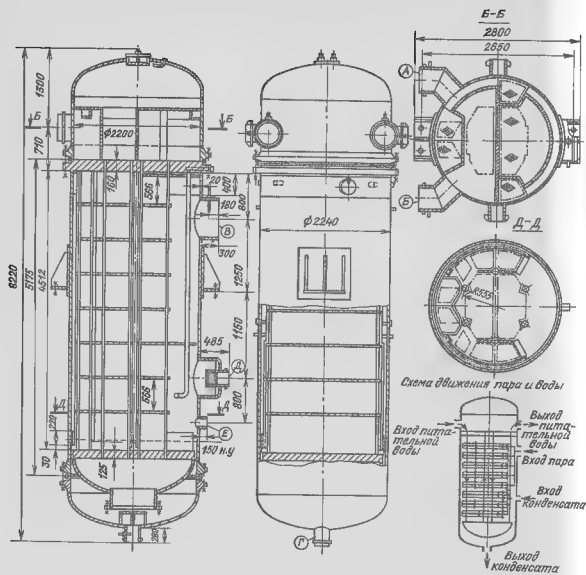


Рис 104. Поверхностный подогреватель низкого давления

вниз, и конденсация греющего пара из отборов на этих струйках.

Для предотвращения заброса конденсата или пароводяной смеси из подогревателя в турбину, т. е. обратным ходом по трубопроводу отбора пара из турбины, ПНД оборудованы переливами в конденсатор через гидрозатворы (в случае превышения допустимого уровня конденсата в ПНД), встроенными паровыми и водяными обратными клапанами и электрическими защитами от превышения уровня конденсата в подогревателе.

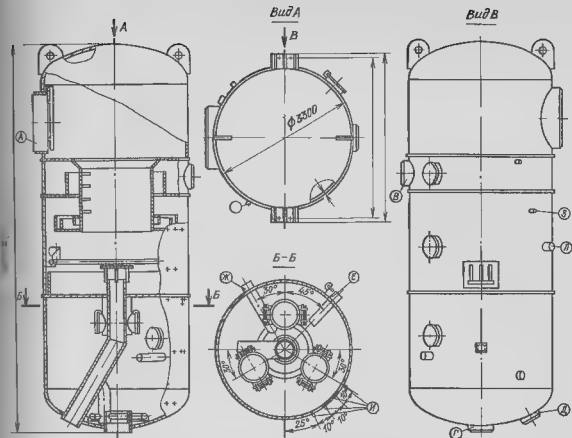


Рис 105. Смесивающий подогреватель низкого давления

Поверхностные ПНД камерные, вертикальные. Они представляют собой сборную конструкцию, состоящую из корпуса, трубной системы и водяной камеры. Трубная система состоит из U-образных коррозионно-стойких трубок диаметром 16 мм при толщине стенок 1 мм, изготавливаемых из нержавеющей стали. Трубки завальцовываются в трубной доске, разделяющей водяную камеру и паровое пространство корпуса ПНД. ПНД3 и ПНД4 выполнены с встроенными охладителями пара и конденсата, имеют электронные регуляторы уровня конденсата греющего пара в корпусе ПНД.

По водяной стороне (стороне конденсата) подогреватели рассчитаны на давление, развиваемое основными конденсатными насосами в безрасходном режиме.

Основные характеристики подогревателей приведены в табл. 10.2.

Использование деаэраторов в регенеративных системах турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт обеспечивает надежную деаэрацию питательной воды, высокую надежность подачи пара на уплотнения турбины, исключаящую недопустимый разогрев концов роторов и их осевое удлинение, существенно повышает надежность работы котлов, особенно при аварийных

Таблица 10.2 Основные технические характеристики подогревателей

Оборудование	Тип подогревателя	Поверхность нагрева, м ²	Рабочее давление, МПа	Расход воды, м ³ /ч	Гидравлическое сопротивление, кПа	Масса (без воды), т
		пара в корпусе	олды в трубной системе			
Турбина К-300-240-3						
Подогреватель замкнутого контура газоохладителей	ОВ-140	140	—	600	34,3	
Охладитель пара уплотнений	ПС-115	115	0,196	2,55	700	41,2
ПНД1	ПНСВ-550-26-2-IVж	580	0,196	2,55	700	18,2
ПНД2	ПНСВ-800-2		0,08	—	—	8,8
ПНД3	ПНСВ-550-26-7Iж	578	0,69	2,55	780	18,9
ПНД4	ПН-550-26-7Iжж	580	0,7	2,55	780	50
ПВД6	ПВ-1250-380-21	1300	0,21	37,3	1030	98
ПВД7	ПВ-1700-380-51	1678	5	37,3	1030	118
ПВД8	ПВ-1500-380-70	1558	6,9	37,3	1030	108
Турбина К-500-240-4						
Подогреватель замкнутого контура газоохладителей	ОВ-700	700	—	0,49	850	47
Охладитель пара уплотнений	ПС-220-1	220	0,098	3,14	1000	9,1
ПНД1	ПНСВ-2000-1	—	0,019	—	—	15
ПНД2	ПНСВ-2000-2		0,107	—	—	14,5
ПНД3	ПН-850-29-7-1I	870	0,263	2,45	1310	88
ПНД4	ПН-850-29-7-1I	870	0,473	2,45	1310	98
Охладитель пара уплотнений	ПС-300-33-0-25	300	0,024	3,24	1100	7,3
ПВД6	ПВ-2300-380-17	2100	1,77	37,3	1730	412
ПВД7	ПВ-2300-380-44	2100	4,02	37,3	1650	471
ПВД8	ПВ-2300-380-61	2100	5,88	37,3	1530	334
Турбина К-800-240-5						
Подогреватель замкнутого контура газоохладителей	ОВ-700	700	—	0,49	1400	127
Охладитель пара уплотнений	ПС-220-1	220	0,098	3,14	1700	270
ПНД1	ПНСВ-2000-1	—	—	0,02	—	15
ПНД2	ПНСВ-2000-2		0,114	—	—	14,5
ПНД3	ПН-1900-32-7-7Iж	2150	0,284	3,14	1939,5	1230
ПНД4	ПН-1900-32-7-7Iж	2330	0,588	3,14	1939,5	1029
Охладитель пара уплотнений	ПС-300-33-0-25	300	0,024	3,23	1692	170
ПВД6	ПВ-1600-380-17	1560	1,53	37,3	1390	2390
ПВД7	ПВ-2000-380-40	2135	3,92	37,3	1390	2390
ПВД8	ПВ-1600-380-66	1650	6,45	37,3	1390	2390

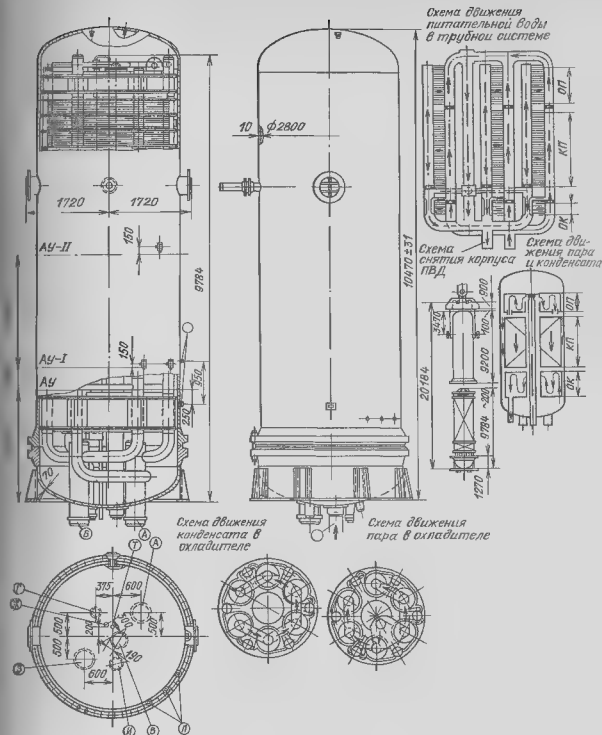


Рис. 10 б. Поверхностный подогреватель высокого давления

остановах энергоблоков, за счет подачи в котел подогретого конденсата, аккумулированного в баке деаэрагора

Группа ПВД состоит из трех аппаратов (в турбоустановке К-800-240 две параллельные группы по три ПВД). Все ПВД поверхностные (рис. 10.6), коллекторного типа, имеют по шесть разводящих и шесть собирающих коллекторов. Поверхность

нагрева представляет собой одноплоскостную спираль из стальных трубок диаметром 32 мм, с толщиной стенки 5 мм, концы которой привариваются к раздающим и собирающим коллекторам. В каждом ПВД имеются выделенные зоны охлаждения (схема перегрева) отборного пара, зона конденсации и зона охлаждения конденсата греющего отборного пара (охладитель дренажа). ПВД имеют электронные регуляторы уровня конденсата греющего пара. Они оборудованы групповым защитным устройством, которое отключает их по питательной воде при повышении уровня конденсата в корпусе любого из них до первого предела защиты и пропускает питательную воду помимо ПВД. При этом автоматически должны закрываться и электрозаводжки на подводе пара из отборов турбины к ПВД. На ПВД устанавливаются предохранительные клапаны для защиты корпуса от недопустимого повышения давления пара. Для предотвращения повышения давления питательной воды в трубной системе при отключении ПВД по воде предусматриваются обратные клапаны на байпасе запорной задвижки на выходе питательной воды из последнего ПВД. Предельное давление, на которое рассчитаны ПВД, составляет 37,3 МПа.

Для обеспечения отопления и горячего водоснабжения электростанции и прилегающих к ней населенных пунктов во всех последних модификациях паротурбинных установок конденсационного типа, к которым относятся и турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт, предусматривается возможность нерегулируемых отборов пара на нужды теплофикации и установки сетевых подогревателей. Как правило, устанавливаются два сетевых подогревателя — основной и пиковый. В основном сетевом подогревателе производится подогрев сетевой воды до 90—100°С. При необходимости, например при температурах наружного воздуха ниже минус 10—15°С, включается пиковый подогреватель, который обеспечивает повышение температуры сетевой воды до 130—140°С. Подогреватели сетевой воды снабжаются водоуказательными и местными контрольно-измерительными приборами, а также регулирующими клапанами и электронными регуляторами уровня конденсата греющего пара.

10.3. ПИТАТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

В турбоустановках мощностью 300, 500 и 800 МВт для подачи питательной воды из деаэратора через группу ПВД в котельные агрегаты используются питательные насосы с паротурбинными приводами.

В последние годы для турбоустановок К-300-240 используют питательные центробежные насосы типа ПН-1135-340, имеющие подачу до 1150 м³/ч с напором до 33 МПа при частоте

вращения ротора 5100 мин⁻¹. В качестве привода этого насоса применяется паровая турбина Р-12-15П (ОР-12П) мощностью 12,5 МВт. Турбина работает на отборе пара с начальными параметрами 1,37 МПа, 450°С и с противодавлением 0,12 МПа. Диапазон изменения частоты вращения ротора тур — составляет 4720—6000 мин⁻¹.

Для турбоустановок К-800-240 используется питательный насос ПН-1500-350 центробежного типа, имеющий подачу воды до 1500 м³/ч с напором до 34,4 МПа при частоте вращения ротора 4700 мин⁻¹. Для привода этого насоса применяют конденсационную паровую турбину К-17-15П (ОК-18ПУ) мощностью 15,5 МВт, работающую на паре с давлением 1,4 МПа и температурой 440°С. Турбина имеет свой конденсатор. Диапазон изменения частот вращения ротора турбины от 3800 до 4800 мин⁻¹. Этот тип турбины применяется и для привода питательных насосов в турбоустановках К-500-240.

Для откачки конденсата из конденсаторов и смешивающих подогревателей применяются конденсатные насосы, основные характеристики которых приведены в табл. 10.3.

Таблица 10.3. Основные технические характеристики насосов

Оборудование	Тип насоса	Производительность, м³/ч	Напор, МПа	Частота вращения, мин⁻¹
Турбина К-300-240-3				
Насос конденсатный вертикальный				
I ступени	КсВ 500-85	500	0,834	985
II ступени	КсВ 500-150	500	1,472	1480
Насос эжекторной установки	Д 3200-33	3200	0,324	985
Турбина К-500-240-4				
Насос конденсатный:				
I ступени вертикальный	КсВ 1000-95	1000	0,932	1000
II ступени (со снятым колесом)	КсВ 1600-90У4	1300	0,441	1000
III ступени	КсВ 1500-140	1500	1,372	1480
Насос эжекторной установки	Д 2500-45 (20 НСД)	2500	0,44	735
Турбина К-800-240-5				
Насос конденсатный:				
I ступени вертикальный	КсВ 1000-95	1000	0,932	1000
II ступени	КсВ 1000 95	1000	0,932	1000
III ступени	КсВ 1500-140	1500	1,372	1480
питательных турбонасосов	Кс 125-50	75	0,49	1480
Насос эжекторной установки	Д 3200-75	2700	0,38	735

Для защиты турбины от разгона обратным потоком пара на трубопроводах отборов к ПВД6 и ПВД8, деаэратору, приводной турбине питательного насоса и подогревателям ПНД3 и ПНД4 установлены обратные клапаны (КОС), управляемые гидравлическими сервомоторами, рабочей средой которых является конденсат, подаваемый от конденсатных насосов.

Для очистки охлаждающей воды от неорганических и органических примесей перед подачей ее на маслоохладители турбоустановки и газоохладители генератора устанавливаются фильтры типа ФС.

Глава одиннадцатая

ОСОБЕННОСТИ СБОРКИ И МОНТАЖА ТУРБИН И ДРУГОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ

11.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО СБОРКЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН НА ЗАВОДЕ-ИЗГОТОВИТЕЛЕ

В процессе изготовления турбины в объединении применяются различные методы сборки, начиная от сборки узлов из отдельных деталей, укрупнения их в более сложные сборочные единицы и заканчивая общей сборкой паровой турбины в единый турбоагрегат.

Существующая производственная схема очередности проведения основных работ состоит в следующем: гидравлическое испытание корпусов цилиндров паровых турбин;

комплектование узлов и блоков паровой турбины, участвующих в общей сборке;

подготовка и размещение на плитовых настилах универсальных стендов, опорных приспособлений и других устройств для установки и общей сборки паровой турбины;

общая сборка и испытания паровой турбины согласно Техническим условиям, предъявление и сдача отделу технического контроля (ОТК) всего комплекса выполняемых работ;

разборка турбин после контрольной общей сборки и испытаний;

дефектация и проведение отдельных мелких доводочных работ;

окончательная окраска узлов и деталей на специальном участке, оборудованном современными окрасочными и сушильными камерами;

консервация деталей и узлов согласно инструкции;

комплектация и упаковка продукции согласно специальной отправочной документации;

погрузка упакованной продукции на железнодорожные платформы и специальные транспортеры.

В специализированных цехах и пролетах объединения, участвующих в изготовлении отдельных частей паровой турбины, предусмотрено полное изготовление узлов и соответствующих блоков, включая их сборку и испытание на специальных стендах в цехах-изготовителей.

Цеха-поставщики отдельных блоков, узлов и деталей поставляют их на сборочно-испытательную станцию (СИС) после проведения в цехе-изготовителе соответствующих испытаний и сдачи ОТК в установленном порядке. Узлы и детали, участвующие в общей сборке, поступают на СИС только перед началом общей сборки очередной турбины в сроки и очередности согласно технологическому процессу общей сборки.

Основные узлы и сборочные единицы паровой турбины подаются цехами-изготовителями на СИС в следующей стадии готовности и комплектности:

ЦВД и ЦСД, полностью изготовленные, с установленными шпильками горизонтального разъема, но разобранные по половинкам;

ЦНД, полностью изготовленные, с пригнанными фундаментными рамами, установленными шпильками горизонтального и вертикального разъемов,

роторы ЦВД, ЦСД и ЦНД в сборе, полностью изготовленные и отбалансированные на специальном разгонном стенде; корпусы подшипников, полностью изготовленные, собранные на фундаментных рамах, с окончательно смонтированными комплектующими узлами регулирования и маслопроводами, прошедшие испытания на специальных стендах; вкладыши, полностью изготовленные, комплектно для всего турбоагрегата;

детали проточной части, полностью изготовленные; узлы парораспределения и узлы системы автоматического регулирования, полностью изготовленные, прошедшие испытания на специальных стендах;

комплектующие детали, полностью изготовленные и в полном комплекте (покупное оборудование, приборы, электрооборудование, виброаппаратура, запасные части, а также крепежные детали);

грузоподъемные приспособления, полностью изготовленные, в комплекте, испытанные на специальных стендах.

Перед сборкой и в процессе сборки отдельных деталей и узлов в сборочные единицы технологическим процессом предусмотрены определенные пригоночные и доводочные

работы. В паротурбостроении, даже на современном уровне его развития, к неизбежным пригонным и доводочным работам следует отнести следующие: шабрение с проверкой на краску, когда добиваются плотного прилегания плоских сопрягаемых поверхностей; опилование, когда размеры и форма деталей, заданных допуском чертежа на сопряжение, не могут быть выполнены механической обработкой; обрубка, когда устраняют пороки литья, а станочная обработка невозможна или нецелесообразна; притирка, когда требуется обеспечить необходимую плотность прилегания сопрягаемых поверхностей; зачистка, сверление, развертывание и нарезание отверстий по месту в отдельных узлах и сборочных единицах.

Общая сборка паровой турбины представляет собой единый технологический процесс, разработанный на основе конструкторской документации и технических условий и направленный на выполнение требований по качеству оборудования и на применение прогрессивных и экономичных методов сборки.

За счет общего технологического перевооружения паротурбинного производства, повышения качества и точности изготовления ведущих деталей и узлов удалось сократить технологическое время и цикл общей сборки паровых турбин, что позволяет выполнять большую по объему производственную программу.

11.2. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ИСПЫТАНИЕ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ

Требования к гидравлическим испытаниям определяются техническими условиями чертежа, исходя из типа и назначения конструкции, и отражаются в технологических процессах в виде отдельных операций, где помимо краткого изложения порядка работы содержится указания о специальном оснащении, необходимом для их выполнения, а также по безопасности проведения работ. Испытания проводятся на специально оборудованных стендах со стационарными насосами.

Гидравлические испытания выполняются в следующем порядке.

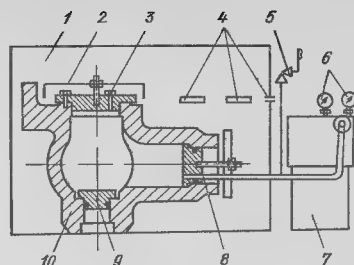
- подготовка рабочего места и узла;
- подготовка насосов, арматуры, предохранительных клапанов и контрольно-измерительных приборов;
- установка и сборка узла с приспособлением для испытания, включающая подготовку электрооборудования, приборов и оборудования, необходимого для проведения теплового затяга крепежа фланцев горизонтального разреза цилиндров паровой турбины;
- проведение испытаний в соответствии с техническими условиями;
- разборка узла после испытаний, зачистка и маркировка узла, приведение в порядок насосов, арматуры, электрооборудования, КИП и рабочего места.

Гидравлические испытания выполняются в следующем порядке.

Гидравлические испытания выполняются в следующем порядке.

Рис. 11.1 Схема гидравлических испытаний

1 — ограждение участка испытаний; 2 — предохранительный кожух; 3 — пробка выпуска воздуха; 4 — смотровые щели; 5 — предохранительный клапан; 6 — манометры; 7 — насос; 8 — штуцер подвода воды; 9 — запорный клапан; 10 — испытываемая деталь.



На рис. 11.1 показана схема гидравлического испытания одной из корпусных деталей клапана. Видно, что участок испытания огражден; разъемы корпусов закрыты кожухами, входящими в конструкцию приспособления для гидроиспытаний; на подводящем трубопроводе устанавливается предохранительный клапан, настроенный на требуемое пробное давление, указанное в чертеже испытываемой детали; в верхней части предусматривается технологическое отверстие для выпуска воздуха при заполнении объема водой, закрываемое пробкой; приборы КИП находятся вне огражденного участка. Гидроиспытание проводится при постепенном, плавном повышении давления до пробного в течение 5—10 мин, время выдержки под пробным давлением составляет 10 мин для изделий с толщиной стенки до 50 мм, 20 мин — для изделий с толщиной стенки от 50 до 100 мм, 30 мин — для изделий с толщиной стенки свыше 100 мм. После гидроиспытаний маркировку и клеймение производят в строгом соответствии с нормативной документацией. ОТК принимает гидроиспытания, проверяет правильность маркировки, заверяет ее штампом ОТК и заносит в журнал необходимые данные.

11.3 ОСОБЕННОСТИ СБОРКИ РОТОРОВ

Увеличение единичной мощности паровых турбин вызывает все более высокие требования к качеству изготовления и надежности отдельных узлов, но особое внимание при этом должно уделяться сборке и балансировке роторов. Сборка роторов является очень ответственным процессом. Сложность его заключается в том, что помимо обычных сборочных операций здесь широко применяются прессовые посадки с натягом, требующие тщательного выполнения. Как наиболее ответственная часть турбины ротор в условиях эксплуатации

подвергается действию центробежных сил, крутящего и изгибающих моментов, растягивающих осевых сил и нагрузке от собственной массы. Лопатки и диски ротора при действии на них возмущающих сил работают в условиях вибрации.

К сборке роторов предъявляются следующие основные требования:

1. Все детали, насаживаемые на вал, должны быть установлены с натягом в строгом соответствии с требованиями чертежей. Посадочные натяги выбираются с таким расчетом, чтобы они не вызывали больших напряжений и были бы ниже предела текучести материала детали при неподвижном роторе, а при действии центробежных сил в работе оставался бы минимальный остаточный натяг, не допускающий ослабления посадки деталей на валу вплоть до разгонной частоты вращения.

2. В работе должно обеспечиваться свободное тепловое расширение деталей ротора на валу, не вызывая при этом дополнительных напряжений из-за отсутствия осевых тепловых зазоров между дисками или изгиба ротора при одностороннем касании дисков по окружности ступени, что обычно приводит к неуравновешенности ротора и вибрации турбин.

3. При сборке ротора все осевые размеры, определяющие положение насаженных деталей на валу, должны соответствовать требованиям чертежа.

4. Посадка отдельных деталей на вал должна выполняться без перекосов и задиrow.

5. На собранном роторе необходимо проверить осевое и радиальное биение по насадочным деталям; значения величины биения не должны превышать заданных.

С целью улучшения качества механической обработки на ЛМЗ были осуществлены мероприятия по коренному переоснащению станочного парка для деталей роторной группы за счет внедрения уникальных токарных станков с ЧПУ, токарно-лобовых станков с ЧПУ типа «обрабатывающий центр», специализированных шлифовальных станков и др. Например, токарные станки способны вести по управляющей программе обработку роторов диаметром 1400 и длиной 8000 мм, массой до 25 т и диаметром 2500 и длиной 10000 мм, массой до 100 т. Они оборудованы двухосевой системой непрерывного траекторного управления, что обеспечивает обработку наружных и внутренних цилиндрических, конических, торцевых и тороидальных поверхностей с высокой точностью. При этом биение радиальных и торцевых поверхностей обрабатываемых деталей обеспечивается в пределах 0,005–0,006 мм. Внедрение специализированного оборудования с ЧПУ для обработки деталей роторной группы положительно влияет на повышение вибрационной устойчивости роторов и позволило обеспечить бесформулярный их выпуск. Таким образом, достигнута взаимосвязанность роторов для паровых турбин одного типа.

6. Ротор в сборе должен быть тщательно отбалансирован. Повышение вибрационной надежности роторов представляет собой важную задачу, связан-

ную с качеством турбинного оборудования, увеличением межремонтного цикла, устойчивым режимом работы электростанций, экономией материальных и трудовых ресурсов. На вибрационную устойчивость влияют упругие деформации роторов, зависящие от ряда свойств заготовок валов роторов. Для механизации работ по проведению перископического осмотра центрального отверстия вала, ультразвуковой дефектоскопии шеек и их металлографического контроля, магнитопорошковой дефектоскопии внедряется универсальный механизированный стелд. Можно констатировать, что на статические и динамические неуравновешенности и упругие деформации роторов влияет качество выполнения сборки и облопачивания, что повышает вибрационной надежности достигается качественным проведением балансировки.

Динамическая балансировка роторов проводится на специальном разгонно-обалинговочном стенде, который представляет собой разгонный тоннель, обеспечивающий необходимую жесткость, безопасность и уплотнение камеры. Рядом с тоннелем располагается машинное отделение, в котором устанавливаются приводные и вспомогательные агрегаты, пульт управления и измерительная аппаратура. Конструкция тоннеля предусматривает возможность создания необходимого вакуума для предотвращения перегрева ротора из-за больших потерь на вентиляцию в ступенях турбины, особенно в последних ступенях ЦВД.

Динамическая балансировка проводится поэтапно

I предварительная балансировка при малой частоте вращения ротора (350–400 мин⁻¹) без создания вакуума;

II разгон ротора, т.е. постепенное повышение частоты его вращения в вакууме до «разгонной», превышающей рабочую частоту на 15–20%, с последующим снижением частоты вращения и остановкой ротора. Для роторов с рабочей частотой вращения 3000 мин⁻¹, принятой для турбин ЛМЗ всех типов, устанавливается «разгонная» частота 3450 мин⁻¹.

III повторная балансировка при малой частоте вращения;

IV балансировка в вакууме при частотах вращения, близких к критическим, и на рабочей частоте (критические частоты вращения роторов в составе валапровода при их жестком соединении даны в табл. 11.1).

Ротор считается отбалансированным, если реакции опор на рабочей частоте вращения 3000 мин⁻¹ не превышают 0,5 т для роторов массой от 14 до 35 т и 1 т для роторов массой свыше 35 т. Для роторов, поставляемых

Таблица 11.1. Критические частоты вращения роторов турбины, жестко связанных между собой в валопроводе, с

Тип турбины	РВД	РСД	РВД-1	РВД 2	РВД 3
K-300-240-3	30,86 (1852)	26,13 (1568)	27,56 (1654)	—	—
K-500-240-4	31,03 (1862)	27,68 (1661)	25,38 (1523)	24,61 (1477)	—
K-800-240-5	26,90 (1614)	27,00 (1620)	26,25 (1575)	26,16 (1570)	24,83 (1490)

Примечание: В скобках указаны частоты в мин⁻¹.

в сборе с консольными проставками полумуфт, остаточный дисбаланс не должен превышать 50 Н·см, для роторов высокого давления — 20 Н·см

В процессе сборки турбины особое внимание уделяется соединению роторов по полумуфтам, при этом их несоосность должна быть не более 0,01 мм. Можно считать, что каждые 0,01 мм торцевой или радиальной несоосности дают примерно 3–5 мкм вибрации на ближайших к муфте опорах при работе турбины с номинальной частотой вращения и 5–8 мкм при прохождении критических частот

Комплекс конструктивных и производственно-технологических мероприятий, решение вопросов балансировки, качества соединения роторов и жесткости опорной системы практически позволили исключить виброналадочные работы на электростанциях при условии качественного выполнения монтажа турбины

11.4 СБОРКА И ИСПЫТАНИЕ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

После изготовления детали системы регулирования поступают на участок сборки, где отдельные элементы системы подвергаются контролю и обмерам в соответствии с разработанными картами измерений на каждый узел регулирования. Правильность и законченность сборки удостоверяются предъявительской запиской ОТК.

Испытания сборочных единиц системы регулирования производятся для обеспечения косвенными методами проверки качества изготовления и параметров деталей, входящих в состав сборочной единицы, а также правильности их сборки на заводе. В процессе испытаний сборочных единиц системы регулирования производится настройка их характеристик с целью обеспечения правильной работы в условиях взаимодействия в системе регулирования с учетом технических требований чертежа сборочной единицы. Испытания системы регулирования в сборе проводятся для проверки правильности взаимодействия сборочных единиц, прошедших отдельные испытания, и проведения при необходимости подстройки для обеспечения требуемых характеристик системы регулирования: степени неравномерности, степени нечувствительности, быстродействия, устойчивости от повышения частоты вращения ротора

Испытания сборочных единиц производятся на специальных кронштейнах стенда регулирования после сборки по техническим требованиям чертежа. При этом сборочная единица подсоединяется в соответствии с технологической схемой чертежа или карты измерений посредством напорных, импульсных, сливных и дренажных трубопроводов к насосу и маслобаку стенда регулирования (рис. 11.2). Испытания

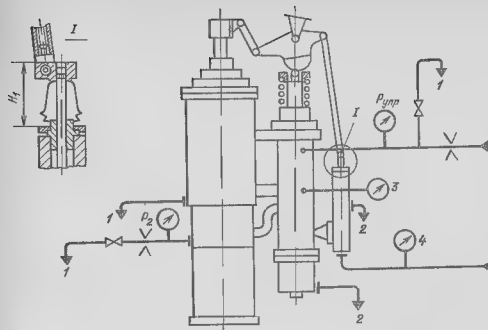


Рис. 11.2. Схема стенда для испытаний сервомоторов
1 — слив, 2 — дренаж; 3 — индикатор, 4 — манометр

сборочной единицы регулирования выполняются путем воздействий при помощи специальных приспособлений, имитирующих сопрягаемые при работе в системе регулирования узлы или их элементы. После испытаний и настройки узла производится штифтовка и окончательная установка всех подгоночных элементов в соответствии с требованиями чертежа.

На СИС завода выполняются испытания всей системы регулирования в сборе с использованием штатного оборудования

На вращающейся турбине проверяются системы регулирования в сборе. Испытания сборочных единиц и системы регулирования в сборе производятся путем регистрации перемещений, давлений, расходов рабочей жидкости, частоты вращения регулятора, тока электромеханического преобразователя, для чего используются КИП соответствующего класса точности.

На рис. 11.2 показана схема проверки сервомотора регулирующего клапана ЦСД, которую для большей наглядности рассмотрим более подробно.

1. Подготовка к испытаниям в основном состоит в обеспечении требуемых параметров масла $p_n = 3,8 \pm 0,1$ МПа; $T = 45 \pm 5^\circ \text{C}$; определения нулевого положения поршня и при этом соответствующей установки золотника и подвижной бусы в заданный размер $H_1 = 120 \pm 2$ мм и $C = 12,5 \pm 1$ мм.

2. Проводятся испытания с проверкой хода сервомотора 150 ± 2 мм и снятием характеристик, показанных на рис. 11.3

11.5.

Из характеристики зависимости хода золотника от давления $P_{\text{упр}}$ определяют: ход золотника, который из верхнего

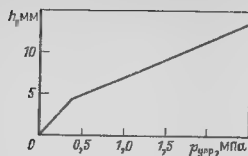


Рис. 11.3 Зависимость хода h_z золотника от давления под золотником $p_{зупр}$

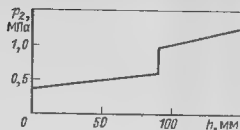


Рис. 11.4 Зависимость давления под поршнем сервомотора p_2 от хода золотника h

положения до отсечного равен $10,5 \pm 2$ мм для турбины К-800-240; ходу золотника вниз на 14 мм от верхнего упора соответствует давление над золотником $1 \pm 0,25$ МПа; изменению $p_{зупр}$ от 0,8 до 2,3 МПа соответствует перемещение золотника $13,4 \pm 1,4$ мм; нечувствительность золотника по $p_{зупр}$ не более 25 кПа.

Из характеристики зависимости p_2 от хода поршня сервомотора определяют: скачок характеристики происходит при ходе сервомотора $90 \pm 1,5$ мм; ходу поршня 40 мм соответствует $p_2 = 0,47 \pm 0,07$ МПа; перемещение поршня с 10 до 60 мм соответствует изменению давления под поршнем 123 ± 15 кПа; нечувствительность p_2 на участке от 0 до 90 мм не более 30 кПа; пульсация поршня не более 2 мм, а на участке от 90 до 150 мм соответственно не более 60 кПа и 6 мм.

Из характеристики зависимости хода поршня сервомотора от $p_{зупр}$ проверяют отклонение фактической кривой от теоретической, которое не должно превышать 10% открытия в данной точке; необходимо убедиться, что при поршне 40 мм по шкале $p_{зупр} = 1,32 \pm 0,03$ МПа для турбины К-800-240; нечувствительность по $p_{зупр}$ не более 25 кПа.

К системе защиты паровых турбин от разгона предъявляются высокие требования надежности: автомат безопасности должен срабатывать при частоте вращения на 10–12% выше

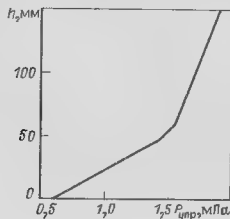


Рис. 11.5 Зависимость хода поршня сервомотора от управляющего давления $p_{упр}$

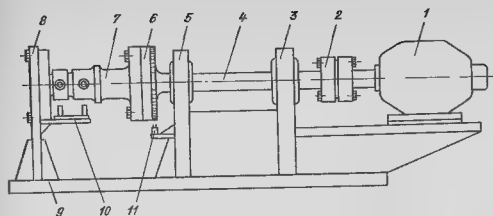


Рис. 11.6 Установка для испытаний автомата безопасности
1 — электродвигатель постоянного тока, 2 — соединительная упругая шлицевая муфта, 3 — стойка подшипника, 4 — промежуточный вал, 5, 8 — стойки подшипников, 6 — фланец, 7 — соединительный промежуточный вал, 9 — автомат безопасности, 10 — индукционные датчики положения бойков автомата безопасности, 11 — индукционный датчик частоты вращения вала установки

номинальной, должен иметь высокую стабильность срабатывания, иметь возможность периодической проверки без отключения турбины, иметь хорошие показатели ремонтпригодности и взаимозаменяемости деталей.

После изготовления узлов защиты САР автоматы безопасности (АБ) испытываются дважды: первоначально на специальной установке, где его бойки настраиваются на срабатывание при частоте вращения 3345 ± 15 мин⁻¹ разгоном и на срабатывание при 2940 ± 20 мин⁻¹ путем подачи масла к бойкам; затем АБ проверяется на срабатывание при испытании турбины на холостом ходу на сборочно-испытательном стенде завода.

Установка для испытания автомата безопасности показана на рис. 11.6. Отличительной особенностью установки является автоматическое фиксирование частоты вращения за счет применения специальной схемы в электронном цифровом тахометре, которая срабатывает и фиксирует цифровую индикацию тахометра после поступления сигнала от датчика положения бойков. Время счета составляет 0,5 с, поэтому точность фиксирования частоты вращения в момент выбывания бойка равна 2—3 мин⁻¹.

11.5 ОБЩАЯ СБОРКА ПАРОВЫХ ТУРБИН И ЕЕ ОСОБЕННОСТИ

Детали, узлы и сборочные единицы паровой турбины, пройдя производственный цикл, в строгой технологической последовательности поступают на сборочно-испытательную станцию, представляющую собой просторное здание, напоминающее машинный зал современных электростанций с турбоагрегатами большой единичной мощности. Как и в машинном

Затем следует опустить крышку ЦНД1, затянуть горизонтальный разъем; дальнейшая установка и выверка ЦНД2 и ЦНД3 выполняются при накрытой крышке ЦНД1. После этого производятся:

- установка и выверка ЦНД2 и ЦНД3;
- установка и выверка корпуса среднего подшипника;
- установка ЦСД с выхлопной частью и выверка;
- установка и выверка корпуса переднего подшипника;
- установка и выверка ЦВД;
- установка вкладышей подшипников, пригонка и центровка их по фальшвалу;
- установка роторов и центровка по полумуфтам;
- развертка отверстий в полумуфтах и установка соединительных болтов;
- установка, пригонка и центровка внутренних частей цилиндров;
- предварительные и окончательные измерения с занесением в формуляры осевых и радиальных зазоров проточной части;
- закрытие цилиндров и корректировка взаимного положения роторов по полумуфтам;
- установка, подгонка и штифтовка узлов САР, парораспределения, ВПУ приборов контроля;
- закрытие крышек подшипников;
- контроль пооперационный

На заводскую сборку ложится ответственность по качеству выполнения работ, так как высокая точность изготовления и сборки положительно сказывается на экономичности, надежности и других эксплуатационных показателях, а также на повышении производительности труда при монтаже и на снижении трудоемкости монтажных работ.

К особенностям общей сборки можно отнести следующие.

1. Детали, узлы и сборочные единицы до поступления на СИС не взаимодействовали между собой по технологическому процессу.

2. В процессе общей сборки детали, узлы и сборочные единицы, прошедшие предварительную поузловую сборку в цехах-изготовителях, пригоняются друг к другу в соответствии с требованиями конструкторской и технологической документации

3. Обеспечивается точное взаимное расположение отдельных элементов турбины между собой, а также относительно продольной и поперечной осей турбины

4. Общая сборка включает в себя весь комплекс слесарно-пригоночных и доводочных работ, а операция самой сборки связана по технологическому процессу с доизготовлением отдельных деталей и выполнением работ с помощью переносных станков, применения малой механизации и механизированных инструментов.

5. Выполняются весь объем требуемых измерений для обеспечения качественной сборки на СИС и заполнения соответствующих формуляров и карт замеров, необходимых для илентичности сборки на монтаже

6. Общая сборка на СИС является одновременно и сборкой турбины под испытанья

Примерами технологического процесса доизготовления и пригоночно-доводочных работ являются следующие операции: механическая обработка в заданный размер поперечных шпонок ЦВД и ЦСД; сверловка и развертка отверстий для крепления поперечных шпонок во фланцах вертикальных разъемов частей корпусных изделий нижних и верхних половин и др.; изготовление и установка соответствующих контрольных штифтов; развертывание отверстий в полумуфтах соединенных роторов и изготовление соединительных болтов полумуфт по заданным размерам, пригонка опорных колодок вкладышей подшипников; центрирование обойм и диафрагм проточной части с последующей приваркой и штифтовкой осевых шпонок; наплавка и механическая обработка упорных гребней обойм для обеспечения требуемых осевых зазоров проточной части; проверка торцевых и радиальных боев полумуфт роторов после испытанья на разгоно-балансировочном стенде и при необходимости выполнение дополнительной механической обработки; пригонка всех «прижимов» консольных лап ЦВД и ЦСД, корпусов подшипников и сферических шайб дистанционных болтов и другие технологические операции

В отличие от общей сборки к монтажу современных паровых турбин предъявляются высокие требования в части полного повторения фактических данных формуляров и карт замеров, выполненных на СИС, т.е. на монтаже должна быть обеспечена повторяемость заводской сборки без дополнительных пригоночных работ при условии соблюдения требований на сборку, на погрузочно-разгрузочные работы и хранение оборудования.

11.6. ОСОБЕННОСТИ ИСПЫТАНИЙ ТУРБИН НА ЗАВОДСКОМ СТЕНДЕ И ПОСТАВКИ ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Заводские стендовые испытанья являются последним этапом изготовления турбин перед отправкой их заказчикам. Эти испытанья проводятся с целью проверки качества сборки отдельных узлов и сборочных единиц и их взаимодействий в работе при вращении ротора

Технологические возможности сборочно-испытательного стенда (СИС) позволяют проводить испытанья турбины без генератора на частотах вращения валопровода вплоть до рабочей при пониженных параметрах пара перед стопорными

клапанами ЦВД (2,5—4 МПа, 250—300° С) и расходе пара до 100 т/ч. Свежий пар для испытаний паровой турбины подается от соседней ТЭЦ

При стендовых технологических испытаниях осуществляется контроль только тех параметров, которые обеспечивают безопасность пуска и работы турбины в период испытаний. Контроль механических величин (осевой сдвиг, искривление ротора, относительные и абсолютные тепловые расширения и т. п.) осуществляется по штатным приборам турбины, а для измерения вибрации подшипников турбины используется комплект стационарной виброаппаратуры, установленной на испытательном оборудовании. Измеряемые параметры и контрольно-измерительные приборы указаны в табл. 11.2. Средства измерений, применяемые при испытаниях турбин, хранятся в метрологической службе объединения с периодичностью 12 месяцев

После стабилизации работы турбины на номинальной частоте вращения производится испытание системы регулирования в соответствии с программой и методикой для данного типа турбины. Длительность работы турбины на номинальной частоте вращения определяется временем проведения требуемых измерений и испытаний согласно утвержденной программе и в соответствии с требованиями инструкции на испытание

К разборке турбины приступают после ее остывания до требуемых температур при непрерывном вращении роторов ВПУ. Во время разборки цилиндров турбины и корпусов подшипников производят осмотр и проверку всех элементов турбины, и в первую очередь проточной части, шеек роторов, вкладышей подшипников, узлов и деталей системы регулирования, парораспределения и ВПУ. Осмотр деталей проточной части и подшипников при разборке турбины после испытаний позволяет произвести оценку качества сборки и соответствующую корректировку перед отправкой ее заказчику. Замечания по турбине, обнаруженные при разборке, записываются в ведомость осмотра и устраняются.

Маркирование производится в соответствии со стандартом предприятия. Примеры маркировки отдельных деталей и узлов приведены в табл. 11.3.

Приемка изготавливаемого оборудования производится на ЛМЗ отделом технического контроля (ОТК) и оформляется актами, формулами, сертификатами, удостоверяющими соответствие качества изделия требованиям технических условий (ТУ), технической документации, государственным и отраслевым стандартам

Таблица 11.2 Измеряемые параметры в контрольно-измерительных на общеопытательном стенде

Параметр	Место установки датчика	Прибор	Предел измерений	Класс точности
Частота вращения ротора	Корпус переднего подшипника	Электротактометр (штатный комплект турбины)	0—4000 мин ⁻¹	1,5
Вибрация	Корпус подшипника	Виброаппаратура	0—3000 мкм	5%
Искривление ротора	»	Система измерения искривления ротора (штатный комплект турбины)	По формуляру на датчик искривления ротора	1,5
Осевой сдвиг	Система измерения упорного подшипника	Система измерения осевого сдвига (штатный комплект турбины)	По формуляру на датчик осевого сдвига	1,5
Разность расширений	Корпуса подшипников	Система измерения расширения ротора (штатный комплект турбины)	По формуляру на датчик относительного расширения ротора	1,5
Давление пара перед турбиной	Перед стопорным клапаном	Манометр МТ-160	0—6 МПа	2,5
Разрежение в конденсаторе	Выхлопная часть ЦВД	Вакуумметр МТ-160	0—0,1 МПа	2,5
Давление масла смазки	На напорном маслопроводе	Манометр МТ-160	0—0,16 МПа	2,5
Давление масла в системе регулирования	То же	Манометр МТ-160	2,5 МПа; 6 МПа	2,5
Температура масла на подшипниках	»	Термометр типа ТТ	0—100° С	Цена деления 1° С

Параметр	Место установки датчика	Прибор	Пределы измерений	Класс точности
Масла на сливах из подшипников пара перед турбиной	На коленах сливных паротрубопроводов перед стопорным клапаном	Термометр типа ТТ	0—100° С	Цена деления 1° С
металла ЦВД, зона регулирующей ступени	Пижия доловина ЦВД, зона регулирующей ступени	Электронный потенциометр типа КСП-2, ЭПП с регистрацией	0—600° С	0,5
Сила тока электродвигателя ВПУ	Шит управления ВПУ	То же	0—600° С	1,5
		Амперметр типа А	По паспорту	2,5

Таблица 113. Маркировка основных деталей в узлах турбин

Издание	Содержание маркировки	Место нанесения маркировки
Корпуса и крышки ЦНД	Заводской номер турбины обозначение чертежа	Плоскость цапфы
Средние части ЦНД (наружные)	Перел. ЦНД Задн. ЦНД и т. д. Сторона генератора	Наружная цилиндрическая поверхность вертикального фланца
Роторы	Номер плавки, номер пробы, ЦНД1, ЦНД2 и т. д.	Передний торец вала
Вкладыши	Порядковый номер вкладыша, считая от переднего подшипника	Торец со стороны переднего подшипника
Сервомоторы регулирующих клапанов	Левый, Правый Левый, Правый верхний и т. д.	Наружная поверхность нижнего фланца корпуса
Диафрагмы ЦВД, ЦСД, ЦНД	Номер ступени левого или правого потока. Правая 1 ЦВД, Левая 5 ЦНД1 и т. д. Радикальные стыки сегментов маркировать одинаковыми цифрами 1—1, 2—2 и т. д.	Тело внутреннего обода диафрагмы со стороны паровых ходов
Шпильки и болты, соединяющие ЦВД и ЦСД, затягиваемые с нагревом, и соответствующие им резьбовые отверстия в цилиндрах	Для шпилек и гаек порядковый номер и стороны, 1 Пр. 1 Лев, 2 Пр, 2 Лев	Наружный торец, обтика фланца

Примечание. Пример 3СД, 3—номер ступени, С—ЦСД, 2—номер лаза, Л—левый поток

Обязанности ОТК охватывают широкий круг вопросов, проверка наличия нормативно-технической документации на всю выпускаемую продукцию, соответствия этой документации требованиям стандартов;

проверка обеспеченности производства технологической оснасткой и инструментом, контрольно-измерительными приборами и аппаратурой, соответствия их требованиям стандартов и технических условий;

контроль за соблюдением технологической дисциплины, проверка контрольно-испытательного оборудования, стенов, приборов, их соответствия метрологическим нормам;

организация входного контроля качества поступающей в объединение материалов и комплектующих изделий;

анализ поступающих рекламаций для изучения характера и причин дефектов, мер, принимаемых для их устранения и недопущения в последующем;

контроль за реализацией мероприятий, направленных на повышение качества продукции;

участие в государственной аттестации продукции и др.

ЛМЗ поставляет на электростанции оборудование турбоустановки в соответствии с техническими условиями на поставку. Одновременно с турбиной поставляется комплект запасных частей по ведомости. Детали и сборочные единицы, входящие в комплект запасных частей, взаимозаменяемы со штатными и лишь в ряде случаев требуют минимального объема пригоночных работ. Некоторые запчасти специально поставляются с припуском на пригонку, что находит отражение в ведомостях.

ЛМЗ поставляет сборочные единицы, узлы и агрегаты собственно турбины и системы регулирования, которые транспортируются в собранном виде и при монтаже не требуют предварительной разборки и ревизии.

В собранном виде без разборки, ревизии и гидравлических испытаний на монтажной площадке электростанции должны поставляться подогреватели, охладители, фильтры охлаждающей воды, насосы, установленные на одной фундаментной раме с электроприводом и сцентрированные с ним. На фланцы этого оборудования устанавливаются на период транспортировки и складского хранения заглушки, снабженные пломбами

117 МОНТАЖ ТУРБИН И ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ

В общем производственном цикле создания турбины (с начала ее изготовления на заводе до ввода в эксплуатацию) цикл монтажа составляет 30 - 50% (а зачастую и больше) суммарной продолжительности цикла и 20—30% общей сто-

ости всех трудовых затрат и материалов. Следует иметь виду, что качество монтажа оказывает существенное влияние на эксплуатационные показатели работы турбины.

Фундамент под турбоагрегат. Приемка и проверочные работы. Фундамент, предназначенный для установки турбоагрегата, в котором в период эксплуатации возникает динамическая (периодически изменяющаяся) нагрузка, представляет собой сложную группу разнообразных строительных конструкций.

Фундаменты первых турбоагрегатов представляли собой толстую массив из искусственного камня, а с 1908 г. — из бетона и железобетона. В дальнейшем рост мощности и соответственное развитие технологической компоновки потребовали расширения пространства под турбиной и генератором, поэтому фундаменты стали выполняться рамными.

К настоящему времени в отечественной практике применяются, в основном, рамные фундаменты, представляющие собой пространственный рамный каркас, опирающийся на естественное основание через массивную железобетонную плиту (плиту), которую можно рассматривать как жесткую заделку для цоколя. Верхние поперечные и продольные балки, как правило, выполняются жесткими, чтобы обеспечить для агрегата малоинтенсивное основание.

В последние годы в СССР разработаны и реализованы проекты металлических фундаментов, которые по своей принципиальной схеме могут быть отнесены к рамным. Первые металлические фундаменты были сооружены в СССР в период первых пятилеток. На металлических фундаментах устанавливаются питательные электро- и турбонасосы и приводные турбины блоков мощностью 300 и 800 МВт. Из всех имеющихся проектов металлических фундаментов под мощные турбины пока реализован только один фундамент турбоагрегата ПТ-60-130 на Бобруйской ТЭЦ-2.

Правила приемки фундаментов в эксплуатацию. Основным документом, определяющим требования по условиям, качеству, точности сооружения опорных конструкций под оборудование являются строительные нормы и правила (СНиП). Эксплуатация фундаментов под оборудование фактически должна начинаться с момента окончания строительных работ и приемки фундамента под монтаж. В одной из специальных глав СНиП «Технологическое оборудование. Общие правила производства и приемки работ» четко оговариваются границы допустимых отклонений основных размеров опорных конструкций. В конструкциях крепления турбин предусмотрена установка фундаментных рам с помощью парных клиньев непосредственно на болты и с заплатами в фундаменте закладными шпильками. Закладные плиты представляют собой обработанные металлические конструкции между фундаментными рамами

из бетоном фундамента и служат для точной выверки рам посредством постоянных прокладок. Опорные поверхности закладных плит должны иметь уклон 60—70 делений по уровню «геологоразведка» в ту сторону, откуда будут заводиться постоянные прокладки.

Закладные плиты под фундаментные рамы переднего и среднего подшипников, а также под фундаментные рамы ЦНД устанавливаются группами с помощью специальных вспомогательных рам. Такие группы подготавливаются под фундаментные рамы каждого из корпусов подшипников и под каждую из фундаментных рам ЦНД. Рамы с закладными плитами устанавливаются на соответствующие места фундамента и выверяются по осям и высотным отметкам. После выверки вспомогательная рама прихватывается электросваркой непосредственно к каркасу и арматуре фундамента.

Затем проверяются уклоны закладных плит и при необходимости корректируются заменой подкладок, установленных между рамой и опорными брусками плит. Для лучшей связи с бетоном и большей жесткости сами закладные плиты также привариваются при помощи металлических стержней к арматуре и жесткому каркасу фундамента. В таком зафиксированном положении закладные плиты заливаются цементным раствором. Через 7—10 дней после бетонирования места прихватки вспомогательных рам срезаются и рамы удаляются. Последующим контролем определяется качество заливки закладных плит. При некачественной заливке плиты при ударах по ней молотком будет издавать характерный дребезжащий звук. В этом случае плита вырубается, и после повторной выверки положения уже только этой плиты относительно других она заливается вновь. Следующий этап контроля заключается в проверке уклонов опорных поверхностей закладных плит.

Фундамент под турбоагрегат должен представлять собой монолитную массу, в нем не должно быть раковин и трещин. Прочность должна определяться лабораторными испытаниями образцов, залитых в момент бетонирования фундамента. Расположение фундамента проверяется по отношению к зданию или к осям соседних турбоагрегатов. Контрольные операции по фундаменту включают:

проверку геометрических размеров фундамента, расположения проемов, отверстий для фундаментных болтов; осевые размеры проверяются с помощью струны из стальной проволоки, натянутой по осям фундамента на специальных приспособлениях, а высотные отметки при помощи нивелира или гидростатического уровня;

проверку наличия реперов (осадочных марок) для контроля за просадкой и деформациями фундамента, составление фор-

муляра высотных отметок с привязкой их к геодезическому пункту.

При приемке фундамента допускаются следующие отклонения от проектных размеров, мм:

- по расстоянию осей фундамента от осей колонн здания машинного зала ± 50 ;
- по осям конденсаторов ± 10 ;
- по осям закладных плит в плане ± 5 ;
- по осям колодцев под фундаментные болты ± 5 ,
- по разности высотных отметок отдельных закладных опорных плит от проектного положения ± 3 .

При проверке фундамента проверяется качество замоноличивания узлов соединения сборного железобетона, наличие и правильность установки опорных металлоконструкций. Реперам (осадочным маркам) следует уделять большое внимание, так как они используются для наблюдения за просадками и деформациями фундамента в течение всего периода эксплуатации.

На верхней плите фундамента турбины К-800-24 предусмотрено 20 реперов (10 пар), установленных симметрично относительно оси турбины в следующих сечениях:

- переднего подшипника (слева и справа);
- среднего подшипника;
- передней фундаментной рамы ЦНД1;
- передней фундаментной рамы ЦНД2;
- передней фундаментной рамы ЦНД3;
- передней части генератора и т. д.

Реперы используются для геометрического и гидростатического нивелирования и служат для определения деформаций первого строения фундамента вследствие неравномерных осадок и теплового воздействия агрегата и паропроводов.

Если возникает необходимость определения деформаций кручения ригелей фундамента и поворота средней опоры турбины (корпус среднего подшипника) при тепловых расширениях турбины, то угол поворота может быть установлен методом геометрического нивелирования. Для определения поворота ригеля и опоры турбины устанавливаются по четыре репера по углам опорной плиты ригеля и опоры подшипника соответственно. Разности отметок каждой пары реперов слева и справа от оси турбоагрегата, определенные нивелированием при различных тепловых состояниях турбины, дают исходные данные для расчета поворота ригеля и опоры. Как показали результаты натурных наблюдений, поворот ригеля и средней опоры может достигать 3,5 мм/м, что приводит к расцентровкам, изменению взаимного положения ротора и элементов статора, к задеваниям в уплотнениях и другим нарушениям.

Конструкция осадочного репера должна отвечать долговременной сохранности и обеспечить установку рейки при

повторном нивелировании строго на одну и ту же точку. В противном случае обесцениваются результаты наблюдений. Определение осадок с точностью ± 1 мм — это тот практически достижимый и необходимый уровень точности, который может быть обеспечен с учетом условий проведения измерений вблизи действующего оборудования методом высокоточного геометрического или гидростатического нивелирования.

Наблюдения за осадками фундаментов начинаются в период строительства и монтажа и проводятся через каждые три месяца до окончания строительства. Затем измерения осадок производятся в первые два года эксплуатации 2 раза в год, затем 1 раз в год до стабилизации осадок, когда их скорость не превышает 1—2 мм в год. В дальнейшем измерение осадок производят 1 раз в 5 лет.

Монтаж конденсаторов. Для турбин мощностью 300 и 500 МВт предусмотрено поперечное расположение конденсаторов, для турбин мощностью 800 МВт — продольное.

Технология сборки и сварки корпуса конденсатора выбирается в зависимости от степени готовности фундамента турбоагрегата. Если выполнена нижняя плита фундамента (пашка) и в машинном зале действует мостовой кран, то сборку корпуса конденсатора целесообразно производить на ней. В этом случае сборка ведется укрупненными блоками. Блочный метод монтажа наиболее полно отвечает требованиям индустриализации строительного-монтажных работ и поэтому должен приниматься за основу технологии монтажа оборудования. Укрупнение сборочных единиц в монтажные блоки на специальных оборудованных сборочных площадках является средством повышения производительности труда, снижения цикла монтажа, а также повышения его качества.

В настоящее время разработана технология поставки конденсаторов продольными блоками с установленными в них конденсаторными трубами.

В зависимости от местных условий монтаж конденсаторов производится: поставочными блоками при полностью готовом фундаменте турбины, а также укрупненными блоками при отсутствии верхнего ростверка фундамента. В этом случае (рис. 11.9) соединительные патрубки (блоки 1, 2, 3, 19, 20 и 21) следует монтировать только после полной готовности верхнего ростверка фундамента. Ниже приводятся основные этапы монтажа конденсаторов блоками при полностью готовом фундаменте:

- 1) подготовить под монтаж места на пашке фундамента для установки опор конденсатора (рис. 11.10);
- 2) уложить на пашку фундамента конденсатороборник;
- 3) установить на пашку фундамента в проектное положение основание опор и на них — блоки пружин, поступающие

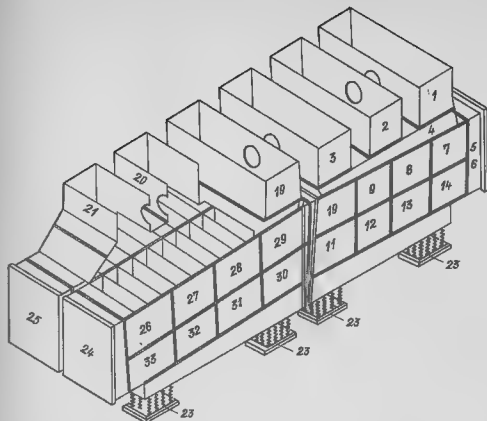


Рис. 11.9. Конденсатор (монтажные блоки)

с завода в собранном виде. Если блоки пружин поступают в разобранном виде, следует укомплектовать блок пружинами одинаковой высоты с допуском ± 1 мм и стянуть плиты между собой специальными шпильками;

4) изготовить и установить на пашку фундамента временные металлоконструкции (рис. 11.11);

5) на монтажной площадке вне зоны монтажа конденсатора выполнить сборку и сварку (см. рис. 11.9) поставленных друг на друга блоков 7 и 14 и блоков 26 и 33 в монтажные блоки (7—14, 26—33);

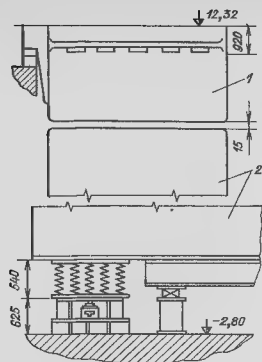
6) установить на временные металлоконструкции блоки 15, 16 и 17. Сварить блоки между собой, а также по осям турбоагрегата сваренные блоки;

7) установить в проектное положение монтажный блок 7—14. Блок 12 установить в положение на 200—300 мм ближе проектного к оси ЦНД;

8) установить в проектное положение последовательно блоки 13, 12 и 11;

9) состыковать, используя заводские монтажные приспособления, блоки 7—14, 13, 12, 11, контролируя соосность отверстий в основных и промежуточных трубных досках;

10) установить на выверенные блоки 7—14, 13, 12, 11 верхний ряд блоков 9—8—10, контролируя соосность отверстий в основных и промежуточных трубных досках;

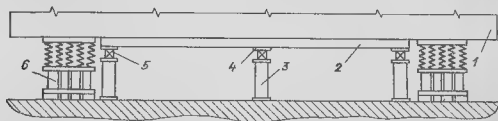


11) пристыковать блоки 5, 6 (при сварке между собой блоков крайних водяных камер 6 и 5 следует обратить внимание на правильное положение кронштейнов приспособлений для открывания крышек относительно их петель). При

Рис. 11.10 Установка конденсатора на временной монтажной опоре
1 — выхлопной патрубок ЦНД, 2 — конденсатор

Рис. 11.11. Временная монтажная опора конденсатора

1 — конденсатор, 2 — двутавровые балки; 3 — стойки (трубы); 4 — лист стальной; 5 — клиновидный домкрат; 6 — шпатель пружинная опора конденсатора



сборке корпуса конденсатора в местах монтажных соединений следует обеспечить:

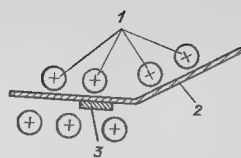
сметание стыкуемых кромок трубных досок и перегородок, а также обечаяк корпуса относительно друг друга не более ± 2 мм;

зазор между стыкуемыми кромками трубных досок и обечаяк не более 3 мм.

По окончании работ блоки надежно прихватываются электросваркой, а затем свариваются. Первоначально завариваются трубные доски, жесткости, связи и только после этого — стыки монтажных разъемов с подваркой корня и шва. Сварные стыки проверяются керосиновой пробой.

В районе монтажных разъемов устанавливаются недостающие участки паронаправляющих щитков, стыки между ними завариваются с помощью накладных металлических полос, которые устанавливаются таким образом, чтобы не препятствовать установке трубок (рис. 11.12). Монтаж конденсатора № 2 группы 800КЦС-5 выполняется аналогично, в такой же технологической последовательности. Блоки соединительных патрубков устанавливаются с соблюдением последовательности 2 1—3 (20 21—19), стыкуются с блоком 4(22) таким

Рис. 11.12 Монтаж паронаправляющих щитков конденсатора.
1 — трубки; 2 — паровой щиток; 3 — накладка



образом, чтобы верхние полки блоков 2—1—3 (20—21—19) лежали в одной плоскости. Вырезка в корпусах конденсаторов № 1 и 2 отверстий для присоединения трубопроводов производится согласно чертежу завода-изготовителя.

Установка и вальцевание конденсаторных трубок. Процесс подготовки к установке, установка и закрепление конденсаторных трубок в трубных досках состоит из следующих этапов: контроль размеров и состояния поверхностей отверстий в трубных досках и промежуточных перегородках; очистка от консервирующей смазки и зачистка поверхностей отверстий;

очистка наружной поверхности концов трубок от оксидной пленки, установка трубок и их вальцевание с одной стороны; подрезка трубок и их вальцевание с противоположной стороны.

При проверке диаметра отверстий размер калибра определяется в соответствии с номинальным наружным диаметром трубок и зазором между трубкой и отверстием в трубной доске. ЛМЗ принимает этот зазор равным 0,4 мм, допуск на отверстие составляет от $+0,12$ до $-0,05$ мм. Таким образом, отверстие для трубок с номинальным диаметром 28 мм может иметь диаметры от 28,35 до 23,52 мм. Поэтому калибр должен иметь диаметр 28,35 мм. Конденсаторные трубки должны изготавливаться с минусовым допуском по наружному диаметру, т. е. по размеру $28^{+0,3}_{-0,5}$ мм. Имеют место случаи поставки конденсаторных трубок с плюсовым допуском, т. е. с размером наружного диаметра $28^{+0,3}$ мм. Поэтому завод-изготовитель увеличил диаметр отверстий в трубных перегородках, выполняя их по размеру $28^{+0,3}_{-0,5}$ мм.

Установку трубок производят партиями в 100—150 штук, начиная с нижней части конденсатора. В осевом направлении трубки перемещаются по отверстиям так, чтобы выступающие над доской их части были для всех трубок одинаковы и составляли 2—3 мм. Установка трубок производится рядами до места расположения внутренних щитков, привариваемых после установки соответствующих групп трубок. Вальцевание концов трубок производится вальцевкой, приводимой в действие головкой с электроприводом. Выступающие из второй

трубной доски концы трубок обрезаются, производится вальцевание нескольких трубок, расположенных «вразбежку». Таким достигается надежная фиксация положения трубной доски. Вальцевание следует производить не позднее чем через 4 ч после установки трубок. В целях повышения гидравлической плотности конденсаторов применяется покрытие трубных досок уплотняющей битумной мастикой. Работа выполняется после гидравлического испытания конденсатора.

Присоединение конденсатора к турбине. Конденсаторы присоединяются к выхлопным патрубкам турбины после установки постоянных прокладок под фундаментные рамы ЦНД. Производится подъем конденсаторов с помощью гидравлических домкратов до обеспечения зазора в стыке между кромками конденсатора и выхлопного патрубка ЦНД 3 ± 1 мм. При подъеме контролируется равенство деформаций пружин опор конденсаторов. Если зазор больше указанного выше, то он уменьшается путем отгибания кромок полок конденсаторов, для чего полки режут на участки длиной 1000—1200 мм. Длина разрезов при этом должна составлять 200—250 мм. Перед сваркой от горизонтальной части полок конденсаторов должны быть отрезаны все ребра жесткости, кроме того вертикальные швы ребер жесткости также должны быть разрезаны в верхней части на длине 200—250 мм.

После установки крышек ЦНД затягивают крепеж горизонтального разреза. Сварка ЦНД с конденсаторной группой производится в такой последовательности: ЦНД1, ЦНД3, ЦНД2. Сварка обоих выхлопных патрубков каждого цилиндра производится одновременно. Стыки перед сваркой по всему периметру необходимо разметить мелом на участки длиной 400—500 мм на длинных сторонах и около 300 мм на коротких сторонах. Разметка производится от середины стороны к краям.

Сварку каждого выхлопного патрубка выполняют четыре сварщика одновременно, т. е. приварку к каждому цилиндру ведут восемь сварщиков. Перед сваркой следует произвести прихватку в такой последовательности: в середине каждой из сторон; по концам сторон, на расстоянии 150—200 мм от углов; по длине сторон, на расстоянии 500—600 мм один от другого в направлении от середины к краям сторон. Длина прихваток 50—60 мм, катет шва 6—7 мм.

Сварка участков швов производится послойно, согласно нумерации (рис. 11.13). Соблюдается такая последовательность: на длинной стороне участки завариваются через один, на короткой стороне—все подряд. Вначале заваривается в один слой участок 1 на длинной стороне, затем также в один слой участок 2 на короткой стороне. Затем на длинной стороне пропускается один участок и заваривается участок 3, потом участок 4 на короткой стороне. Вновь заваривается

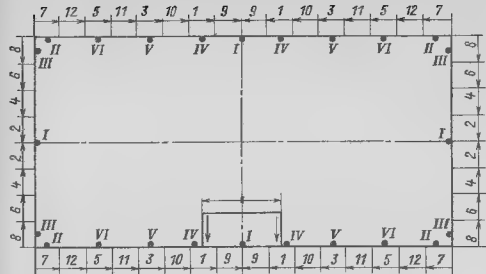


Рис. 11.13 Разметка под сварку и последовательность наложения швов при сварке патрубка четырьмя сварщиками
I—IV номера (последовательность) прихваток. I—XIV номера (последовательность) наложения сварочных швов

участок на длинной стороне 5. Затем заваривается участок 6 на короткой стороне, участок 7 на длинной стороне и, наконец, 8 на короткой стороне. В той же последовательности завариваются второй, третий и, при необходимости, четвертый слой швов до получения требуемого катета шва. После этого завариваются пропущенные участки 9—12 на длинной стороне. Эти участки также завариваются послойно. Все участки завариваются обратноступенчатым швом в направлении от середины сторон к краям. Все швы выполняются слоями, соответствующими угловому шву с катетом 6—7 мм. Общее количество слоев при заварке шва с катетом 15—16 мм должно составлять не менее четырех. Швы патрубка отбора завариваются в последнюю очередь после сварки всего периметра.

Приварка ребер жесткости и заварка вертикальных разрезов стенок конденсаторов производится после окончательной заварки всех швов.

Сварка конденсаторов между собой. Сварка конденсаторов группы между собой производится после приварки всех ЦНД. Соединение выполняется наложением накладки, перекрывающей зазор. Накладки привариваются двумя угловыми швами катетом 28 мм. Приварка накладки должна выполняться одновременно на всех четырех сторонах. Сварку выполняют одновременно восемь сварщиков, по два на каждой стороне.

Накладка собирается с конденсатором на прихватках длиной 60—70 мм, с катетом 7—8 мм. Общее направление наложения прихваток от середины сторон к краям. Расстояние между прихватками около 1 м. Перед сваркой швов накладки

обвариваются все люки на боковых стенках конденсаторов для увеличения общей жесткости конструкции.

Контроль положения цилиндров в процессе сварки. В процессе приварки осуществляется постоянный контроль за положением всех ЦНД.

по центровке роторов по полумуфтам (если роторы уложены в корпуса ЦНД);

по координатам контрольных расточек с помощью оптической трубы,

по индикаторам, фиксирующим положение лап ЦНД относительно фундаментных рам.

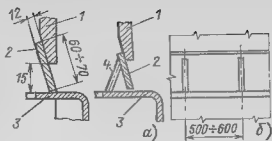
Например, при приварке к выхлопному патрубку ЦНД1 контролируется положение его лап, смещение полумуфт РНД1 и РНД2 и полумуфт РНД1 и РСД. При отсутствии роторов контролируется положение передней и задней расточки ЦНД1 с помощью оптической трубы. При сварке двух конденсаторов между собой фиксируются положение опор ЦНД2 и смещение полумуфт РНД2 и РНД1, а также РНД2 и РНД3.

Контроль положения цилиндров и роторов осуществляется непрерывно в процессе всей сварки. Опускание полумуфт в процессе сварки на 0,07–0,1 мм от исходного положения допускается, так как в процессе охлаждения происходит перемещение в обратном направлении и конечные деформации близки к нулю. При возникновении больших деформаций сварка должна быть прекращена. Полумуфты в процессе сварки, как правило, не поднимаются. Перемещения опор цилиндров вдоль опорных поверхностей сами по себе не опасны, если перемещения всех опор одинаковы. Разница в перемещениях опор указывает на поворот цилиндра в горизонтальной плоскости, что обычно сопровождается боковыми смещениями полумуфт. Разворот цилиндра также фиксируется при изменении координат центров передней и задней контрольных расточек.

Причинами перекосов могут быть: неравномерность зазоров по периметру патрубков ЦНД; нарушение последовательности наложения швов; различная скорость сварки из-за различной квалификации сварщиков, что, в свою очередь, приводит к нарушению симметрии наложения швов. В настоящее время применяется способ соединения конденсаторов с турбиной при помощи системы соединительных полос (накладок). Накладки (рис. 11.14) привариваются сначала к конденсатору, а затем к патрубкам ЦНД. Перед приваркой их следует прихватить к полкам конденсатора. Для предотвращения отставания накладок от выхлопного патрубка перед их приваркой к конденсатору следует установить фиксаторы (рис. 11.14, б), которые после приварки накладок необходимо удалить. Приварку накладок к соединительному патрубку конденсатора и к вы-

Рис. 11.14. Узел сварки выхлопного конденсатора ЦНД с горловиной конденсатора:

а) узел сварки, б — установка фиксатора, 1 — выхлопной патрубок ЦНД, 2 — накладка (стальная полоса), 3 — конденсатор, 4 — фиксатор (подпорка)



хлопному патрубку турбины следует производить по технологии, приведенной выше. После приварки накладок фиксаторы удаляют. Этот способ соединения следует признать эффективным, так как независимо от состояния работ на турбине можно производить обвязку конденсаторной группы трубопроводами до ее присоединения к выхлопным патрубкам ЦНД.

Сборка и монтаж корпусов цилиндров и корпусов подшипников турбины. Монтажу цилиндров и корпусов подшипников турбины предшествует их расконсервация и ревизия. Состав и объем указанных работ зависит от степени демонтажа после заводской сборки на стенде и принятой заводом схемы комплектации, консервации и упаковок. При сложившихся условиях поставки эти работы выполняются в следующем: с механически обработанных поверхностей удаляется консервирующая смазка. Поверхности сопряжений осматриваются, и при обнаружении следов коррозии, мелких повреждений их устраняют. Повторно проводятся испытания на плотность всех корпусов подшипников.

Удаление консервации с поверхностей фундаментных рам, проверяется резьба в отверстиях для динамометров и установки станционных болтов. Производится шабровка участков фундаментных рам под постоянные прокладки. При измерении проверяются зазоры в шпоночных соединениях. Проверка плотности прилегания фундаментных рам к опорным поверхностям лап выхлопных частей ЦНД производится в условиях, близких к рабочим по нагрузке фундаментных рам. Рамы прижимаются к выхлопным частям дистанционными болтами, при этом шуп толщиной 0,05 мм не должен проходить в стык сопряженных плоскостей. При указанной проверке элементы выхлопных частей ЦНД следует повернуть опорными поверхностями лап вверх.

Корпуса переднего и среднего подшипников устанавливаются на монтажную площадку в виде блоков с фундаментными рамками. Проверяется плотность прилегания корпусов подшипников к фундаментным рамкам. При проверке рамы следует установить на жестком основании (рекомендуется использовать

фундамент турбины) на временных подкладках, расположенных в местах установки постоянных прокладок

На опорные поверхности фундаментных рам наклеиваются полосы из фторлона или наносится спецпаста (смазка) ВТИ-ЛМЗ, необходимость в которых связана со следующими обстоятельствами. Повышение единичных мощностей паровых турбин привело к значительному увеличению их габаритов и, как следствие, к увеличению удельных нагрузок на фундаментные рамы. Перемещение корпусов переднего и среднего подшипников является результатом тепловых расширений цилиндров. При этих перемещениях из-за высокого коэффициента трения пары «чугун — чугун» возникают большие напряжения, на преодоление которых требуются дополнительные усилия.

Значительные силы трения между корпусами подшипников и рамами приводят к деформациям элементов фундамента, в частности к деформациям кручения ригеля среднего подшипника. На ряде электростанций деформации кручения ригеля при пусках доходили до 3,5 мм/м. Поворот (закручивание) ригеля приводит к повороту корпуса подшипника, при этом изменяется положение вкладышей, смонтированных в корпусе подшипника, изменяется взаимное положение ротора и элементов статора, возникают расцентровки и перекосы, что, в конечном счете, приводит к появлению вибрации, в том числе и низкочастотной. Степень закручивания ригеля зависит от силы трения между корпусом подшипника и рамой и от жесткости ригеля.

Наблюдавшиеся сравнительно большие закручивания ригелей фундаментов мощных турбин были связаны в ряде случаев с недостаточной жесткостью ригелей. При распрямлении корпусных деталей в первоначальный момент происходит поворот верхней плоскости ригеля в сторону переднего подшипника. Корпус подшипника не перемещается до тех пор, пока сила, возникающая при закручивании ригеля и приложенная к корпусу подшипника, не превзойдет силы трения. При остывании турбины и сокращении ее длины ригель под действием собственной закрутки возвращается в нейтральное положение. Если сила, приложенная к корпусу подшипника, меньше силы трения, корпус на раме не перемещается. При дальнейшем остывании турбины ригель закручивается в сторону генератора.

Силы трения между корпусом подшипника и рамой вызывают растягивающие усилия в цилиндрах, корпусах подшипников, а также прогибы ригеля в горизонтальной плоскости, что препятствует перемещению этих узлов вдоль оси турбины.

Для облегчения перемещения корпусов подшипников по фундаментным рамам путем снижения коэффициента трения пар «чугун — чугун» рекомендуется наносить на опорную поверхность рам спецпасту ВТИ-ЛМЗ. При этом коэффициент

трения снижается в 10 раз, и соответственно в 10 раз уменьшаются у. я., необходимые для перемещения корпуса подшипника.

Спецпаста ВТИ-ЛМЗ состоит из дисульфида молибдена и масла ОМТИ, используемого в качестве связующего. Дисульфид молибдена широко применяется как средство для понижения коэффициента трения, масло ОМТИ обладает высокими смазывающими и антикоррозионными свойствами, а также полнотрующей способностью. Кроме того, в отличие от веретенного масла, используемого для этих же целей в пасте ВНИИПН-232, оно не образует при старении твердых частиц продуктов конденсации, которые ухудшают действие пасты. Применение смазки ВТИ-ЛМЗ позволяет уменьшить наблюдавшиеся деформации ригелей с 3,5 мм/м до 0,3 — 0,4 мм/м. При применении смазки ВТИ-ЛМЗ рекомендуется предусматривать мыльные кожули на переднем и среднем подшипниках для предотвращения попадания грязи и образования шлама на скользких поверхностях.

Для турбин К-800-240-5 в целях облегчения тепловых перемещений корпусов подшипников предусматривается установка между корпусами подшипников и рамами полос из фторлона. Полосы толщиной около 2 мм наклеиваются на фундаментные рамы переднего и среднего подшипников в процессе подготовительных работ к монтажу. В настоящее время на заводе разрабатывается конструкция крепления фторлона к фундаментным рамам системой винтов-гузонов.

Согласно заводским исследованиям фторлон как активационный материал обладает достаточной устойчивостью к хладноползучести, низким значением коэффициента трения в паре с чугуном, а также равенством коэффициентов трения покоя и движения. Коэффициент трения фторлона при скольжении по чугуну не превышает 0,11. Коэффициент трения пары «чугун — чугун» без смазки ВТИ-ЛМЗ (поверхности скольжения натереть графитом) составляет 0,3. Именно исходя из этого коэффициента трения производится расчет фундаментов на горизонтальные нагрузки, т. е. нагрузки, возникающие при перемещениях корпусных деталей из-за тепловых расширений.

Подготовка к монтажу ЦНД. Цилиндр низкого давления турбины К-300-240 поступает с завода состоящим из восьми частей:

- корпус наружный (шесть частей), транспортное положение — горизонтальным разъемом вниз;
- корпус внутренний (обойма) — две части; транспортное положение — горизонтальным разъемом вниз.

Производится реконсервация опорных поверхностей наружного корпуса. Проверяется плотность прилегания фундаментных рам к опорным поверхностям цилиндра. После проверки

прилегания производится раскантовка нижних половин наружного корпуса, проверка фланцев вертикального и горизонтального разъемов на отсутствие забоин, заусениц и других дефектов. Проверяются плотности прилегания фланцев горизонтального разъема передней и задней выходных частей ЦНД, плотности прилегания фланцев горизонтального разъема средней части ЦНД, плотности прилегания фланцев вертикальных разъемов, разборка ЦНД на поставленные элементы, подвеска фундаментных рам к опорным поверхностям выхлопных частей ЦНД. Следует иметь в виду, что в настоящее время не производится так называемая кольцевая сборка ЦНД мощных турбин.

Подготовка к монтажу ЦСД. Цилиндр среднего давления турбины К-800-240 поступает с завода состоящим из семи частей:

- корпус наружный (шесть частей); транспортное положение горизонтальным разъемом вниз;
- корпус внутренний в сборе с диафрагмами.

Цилиндр среднего давления турбины К-300-240 поступает с завода состоящим из шести частей.

На монтажной площадке вне фундамента проверяется плотность прилегания фланцев горизонтального разъема выхлопных и средней частей ЦСД. Проверяется плотность прилегания фланцев вертикальных разъемов: при затянутых шпильках щуп 0,04 мм не должен проходить в стык сопрягаемых поверхностей. Затем разбираются элементы, образующие крышку ЦСД. Производится окончательная сборка нижней половины наружного корпуса ЦСД. Сборка ведется в соответствии с данными формуляра по взаимному положению фланцев вертикального разъема в вертикальной и горизонтальной плоскости; тем самым повторяются этапы стендовой сборки. Сборка крышки ЦСД производится после предварительной выверки нижней половины корпуса на фундаменте.

Для турбины К-300-240 на монтажной площадке в укрупненный блок предварительно собираются только передняя и средняя части наружного корпуса после соответствующих проверок плотности прилегания фланцев. Сборка блока передней и средней частей корпуса с выхлопной производится после предварительной выверки на фундаменте корпуса среднего подшипника и выхлопной части ЦСД. Сборка ведется в соответствии с данными формуляра по взаимному расположению фланцев вертикального разъема в вертикальной и горизонтальной плоскости.

Подготовка к монтажу ЦВД. Цилиндры высокого давления турбин К-300-240 и К-800-240 поступают с завода состоящими из трех частей:

- корпус наружный (две части), транспортное положение — горизонтальным разъемом вниз;

корпус внутренний в сборе с диафрагмами

Производится расконсервация элементов нижней половины наружного корпуса ЦВД. Выполняется ревизия крепежа горизонтального разъема. Проверяются путем измерений зазоры в шпоночных соединениях цилиндра с корпусами переднего и среднего подшипников. В целях исключения заклинивания лап цилиндра в поперечных шпонках, что вызывает асимметрию в перемещении цилиндра в поперечном направлении, зазоры по поперечным шпонкам лап ЦВД увеличены до 0,25 мм. Окончательная корректировка зазоров производится после выверки корпусных деталей на фундаменте. Важно обеспечить симметричное распределение зазоров для лап левой и правой стороны. Действительно, при наличии зазора с «силово́й» стороны (сторона толкания) для одной из двух шпонок левой и правой стороны возникает крутящий момент, приложенный к корпусу подшипника. Это приводит к закручиванию (развороту) корпуса подшипника в горизонтальной плоскости и к дополнительному трению в продольных шпонках.

Монтаж турбины. В общем виде процесс монтажа повторяет процесс сборки на заводе и состоит из этапов сборки вертикальных разъемов ЦНД, установки с центровкой базовой сборочной единицы (ЦНД1), установка с центровкой корпусов подшипников, ЦВД, ЦСД, ЦНД2 и ЦНД3 и элементов проточной части, закрытия цилиндров турбины.

Устанавливаемые при монтаже сборочные элементы турбины должны занять то положение, в котором они находились после сборки на стенде завода. Стендовое положение цилиндров и корпусов подшипников может быть повторено с высокой степенью приближения в том случае, если большая часть процесса монтажа будет идентична процессу сборки на заводе. В частности, в идентичных условиях и теми же средствами должны проводиться и процессы выверки и центровки.

Наиболее прогрессивным способом выверки и центровки цилиндров и корпусов подшипников при монтаже является способ, основанный на применении зрительной трубы с учетом реакций опор по показаниям динамометров. Необходимо указать, что для многоцилиндровых турбин большой мощности, обладающих легкодеформируемыми и крупногабаритными ЦНД, оптический способ выверки цилиндров и корпусов подшипников является наиболее прогрессивным, дающим значительную экономию времени и грузозатрат. С помощью оптических приборов производится центровка диафрагм и обойм уплотнений. В плане повторяемости стендовой сборки можно, как уже отмечалось, является воспроизведение формы ового цилиндра (установочной базы) такой, какой она была при стендовой сборке.

Это обеспечивается сборкой цилиндра в единый блок в соответствии с данными формуляра взаимного положения фланцев вертикального разреза в вертикальной и горизонтальной плоскости; выверкой ЦНД по высотным отметкам фланцев горизонтального разреза выхлопных частей, а также выверкой по реакциям опор и по координатам центров контрольных расточек.

Сама по себе выверка по реакциям опор еще не обеспечивает требуемого взаимного положения передней и задней выхлопных частей ЦНД в горизонтальной плоскости, а следовательно требуемого положения ротора и повторяемости сборки. По этому одновременно с выверкой по реакциям опор контролируются координаты центров контрольных передней и задней расточек ЦНД. Для получения требуемых координат центров контрольных расточек допускается корректировка нагрузок на опорах в пределах ± 10 кН от данных стеновой сборки.

Установка и выверка цилиндров. Нижняя половина задней выхлопной части ЦНД1 в сборе с фундаментными рамами устанавливается на фундаменте на клиновых домкратах. Производится предварительная выверка выхлопной части по высотным отметкам фланцев горизонтального разреза и по координатам центров контрольных расточек. Наименование контрольных расточек, места установки центроискателей в расточки показаны на рис. 11.15.

Далее, среднюю часть корпуса ЦНД1 на мастике соединяют вертикальным разъемом с выхлопной частью. Сборка производится в соответствии с данными формуляра. Передняя выхлопная часть ЦНД1 устанавливается на фундаменте, ее положение выверяется по контрольным расточкам относительно по задней и по высотным отметкам. После выверки передняя выхлопная часть своим вертикальным разъемом на мастике соединяется с вертикальным разъемом средней части. Производится предварительная установка переднего и среднего корпусов в подшипников в сборе с фундаментными рамами

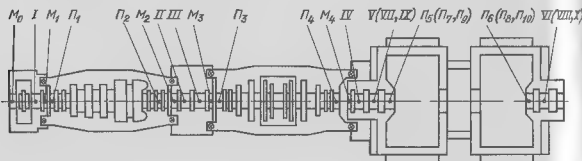


Рис 11.15. Места установки центроискателей в контрольных расточках цилиндра турбины при ее выставлении на раме фундамента

и фундаментными болтами на фундаменте по размерам в плане относительно поперечных осей турбины

В следующей группе переходов производится выверка ЦНД1 помощью зрительной трубы по координатам центров контрольных расточек M_5 и M_6 и по реакциям опор с использованием динамометров. Результаты выверки и отклонения должны соответствовать данным заводской сборки.

Разгрузка динамометров, перевод фундаментных рам на клиновые домкраты, причем при этой операции контролируются высотные отметки фланцев горизонтального разреза выхлопных частей ЦНД1, изменения по высотным отметкам должны превышать $\pm 0,1$ мм, что свидетельствует о сохранении формы цилиндра при переводе фундаментных рам на клиновые домкраты. Производится сборка элементов, образующих крышку ЦНД1, по выверенной нижней половине корпуса ЦНД. Затем следует повторная выверка ЦНД1 с помощью зрительной трубы по координатам центров контрольных расточек и по реакциям опор, тем самым проверяется наличие зазоров в плоскости горизонтального разреза на возможное изменение опорных реакций. На этом операции по сборке ЦНД1, как установочной базы завершаются. Измеряются толщины постоянных прокладок, обрабатываются и устанавливаются в проектное положение постоянные прокладки на фундаментные рамы ЦНД1. Затем освобождаются дистанционные болты и проверяется плотность прилегания лап цилиндра к фундаментным рамам; шуп 0,03 мм не должен проходить в стык сопрягаемых поверхностей.

В следующей группе монтажных переходов на фундамент устанавливается нижняя половина передней выхлопной части ЦНД2, при этом выдерживается проектный разрыв между ЦНД1 и ЦНД2. Выверка элементов нижнего корпуса ЦНД2 в сборе в единый блок производится аналогично работам по сборке базового цилиндра ЦНД1

В такой же технологической последовательности производится сборка и выверка ЦНД3. Производятся измерения прокладок, их обработка и установка постоянных прокладок на фундаментные рамы ЦНД2 и ЦНД3.

В следующей группе переходов производится выверка по взаимным уклонам положения корпусов переднего и среднего подшипников. Выверка производится в соответствии с данными технологического формуляра

Нижняя половина ЦСД устанавливается лапами на поперечные шпонки корпуса среднего подшипника и передней выхлопной части ЦНД1. Производится выверка ЦСД по реакциям опор. При необходимости корректировка опорных реакций на лапах производится за счет изменения положения

корпуса среднего подшипника, при этом следует контролировать положение центров контрольных расточек P_3 и P_4 . Аналогично ведется выверка цилиндра высокого давления, причем ЦВД вывернется по расточкам P_1 и P_2 , а корпус переднего подшипника по M_0 и M_1 . В последнем этапе работ по выверке корпусных деталей снимаются крышки всех ЦНД. В цилиндры укладываются роторы. Проверяется центровка роторов по расточкам в статорных элементах и по полумуфтам. Данные центровки должны соответствовать по лущенным при центровке на стенде завода и находиться в пределах допусков. При необходимости положение роторов изменяется за счет перемещения вкладышей подшипников.

Контрольные операции по проверке роторов следует повторить после установки крышек ЦНД при затянутом крепеже фланцевых разъемов цилиндров и после приварки конденсаторов группы 800КПС.

Центровка роторов по полумуфтам. Допуски. Взаимное положение осей соседних роторов при разобранных муфтах характеризует их центровку, которая определяется положением опорных вкладышей.

Различают два вида расцентровки по муфтам: радиальную и торцевую. Радиальная расцентровка — расстояние между осями соседних роторов в плоскости муфты, торцевая — угол между этими осями. При радиальной расцентровке опоры расположенные ниже, разгружаются, а соседние — нагружаются. При раскрытии внизу разгружаются соседствующие с муфтой подшипники и нагружаются удаленные, при раскрытииверху — наоборот. Соответствующие горизонтальные реакции возникают при расцентровках в горизонтальной плоскости. Допустимая расцентровка роторов указана в табл. 11.4

Рассмотрим несколько вариантов применяемых технологических расцентровок. РВД турбин К-300-240 имеет один опорный подшипник, соединение РВД и РСД осуществляется жесткой муфтой. Для этого соединения допустимо торцевое раскрытие внизу на уровне 0,7–0,75 мм при применении эллиптического подшипника. Этим обеспечивается создание значительной статической нагрузки на переднюю опору РВД в целях исключения низкочастотной вибрации. При применении сегментного подшипника торцевое раскрытие внизу не должно превышать 0,3–0,4 мм, так как удельное давление на сегментные подшипники не должно быть более 0,4–0,6 МПа.

Для соединения РВД — РСД турбин К-800-240-3 реализуется расцентровка, предусматривавшая помимо торцевого раскрытия внизу установку РВД выше РСД на 0,15–0,2 мм. Радиальная расцентровка учитывает деформацию кручения ригеля среднего подшипника, что приводит к подему опоры № 3 (передняя РСД). Применение смазки ВТИ-ЛМЗ, а также

Таблица 11.4. Допустимая расцентровка роторов, мм

Тип турбины	Место соединения роторов	Торцевое раскрытие	Радиальное смещение
К-800-240	РВД · РСД	— (0,10 — 0,12) + (0,08 — 0,1)	(0,3 — 0,4) + (0,7 — 0,8)
	РВД1 · РВД2	+ (0,03 — 0,05)	± 0,05
	РВД2 — РВД3	+ (0,03 ± 0,05)	± 0,05
	РВД3 · Р генератора	+ (0 ± 0,05)	0,1
К-500-240	РВД · РСД	— (0,20 — 0,3) (0,05 — 0,1)	(0,5 — 0,6) ± 0,05
	РВД1 · РВД2	+ (0,1 — 0,15)	(0,3 — 0,4)
	РВД2 · Р генератора	+ (0,03 — 0,07)	+ (0,3 — 0,4)
К-300-240	РВД · РСД	(0,70 — 0,75) + (0,12 — 0,18)	— ± 0,05
	РСД · РВД	+ (0 — 0,02)	— (0,2 — 0,24)
	РВД · Р генератора		

установка в сопряжение корпусов подшипников с фундаментными рамами турбин К-800-240-3 антифрикционного материала исключают кручение ригеля, и поэтому радиальная расцентровка в настоящее время не выполняется.

Для соединения РСД · РВД1 турбины К-800-240-5 выполняется расцентровка, предусматривающая установку РВД1 выше РСД на 0,35–0,40 мм, что учитывает просадку передней опоры ЦНД1 под действием вакуума. При соединении РВД с ротором генератора первый из них, как правило, устанавливают выше, т.е. учитывают их просадку под действием вакуума. Однако в ряде случаев в целях исключения низкочастотной вибрации переднюю опору ротора генератора устанавливают выше опоры РВД на 0,1–0,15 мм.

При монтаже правильность соединения роторов жесткими муфтами контролируется маятниковой проверкой и проверкой на отсутствие колечнчатости. Биеение передних концов РВД турбин К-300-240, К-500-240 и К-800-240 при маятниковой проверке не должно превышать 0,1–0,15 мм. Проверка собранной жесткой муфты на колечнчатость заключается в определении численного значения смещения осей соединенных муфт роторов. Для проверки колечнчатости удаляется один из подшипников муфтового пролета (ближайший к муфте) и индикатором при совместном вращении роторов проверяется бой шквы, который не должен превышать 0,02 мм, т.е. колечнчатость будет составлять 0,01 мм.

При сборке соединительных полумуфт контролируется удлинение болтов при затяжке, которое не должно превышать 0,15 мм. Дело в том, что торцевые расцентровки (особенно для турбин К-300-240) вызывают не только перераспределение

опорных реакций на подшипниках муфтового пролета, но и знакопеременное напряжение в соединительных болтах и шейках вала.

Установка и центровка элементов проточной части. После центровки роторов и фиксирования положения цилиндров и фундаментных рам приступают к установке и проверке центровки внутренних цилиндров, диафрагм, их обойм и обойм концевых уплотнений. Проверка положения элементов проточной части производится по одному из следующих способов борштангой или проверочным валом, зрительной трубой. Наиболее точен и удобен способ контроля положения элементов проточной части зрительной трубой, которая устанавливается возможно ближе к цилиндру, элементы проточной части которого контролируются. Места установки зрительной трубы при центровке проточной части турбины приведены в табл. 11.5 и на рис. 11.15.

Допуски на центровку проточных частей турбин задаются в заводских формулярах. Они даются без учета поправки связанных с зазорами в плоскости горизонтального разреза наружных корпусов при свободном положении крышки. Дело в том, что, если устранение зазоров в плоскости разреза производится за счет затяжки крепежа, то происходит смещение верхнего и нижнего фланцев наружного корпуса. Смещение нижнего фланца приводит к смещению обойм диафрагм и обойм уплотнений, подвешенных вблизи плоскости горизонтального разреза наружного корпуса, что, в свою очередь, вызывает перераспределение радиальных зазоров в уплотнениях, включая надбандажные. Поэтому рекомендуется проверять положение элементов проточной части ЦСД при установленной крышке наружного корпуса и затянутом крепеже фланцевого разреза, если зазоры в плоскости разреза превышают 0,3 мм при свободном положении крышки. Тем самым по разности координат центров контрольных расточек с установленной крышкой наружного корпуса при затянутом крепеже фланцевого разреза и при свободном положении крышки (крепеж распуцен) определяется поправка на центровку. Анализ показывает, что центровка проточных частей ЦВД турбин К-300-240 и К-800-240 производится с занижением элементов относительно оси зрительной трубы (оси вала) что обеспечивает большие радиальные зазоры в уплотнениях нижних половин цилиндров.

Кроме того, в ЦВД турбин, работающих на сверхкритическом давлении пара, осевые зазоры в проточной части выполняются по номинальной границе допуска, а радиальные зазоры в надбандажных уплотнениях по максимальной. Это позволяет существенно увеличить пороговую мощность турбоагрегата. Практика капитальных ремонтов большого парка турбин

Таблица 11.5. Места установки зрительной трубы

Цилиндр	Место установки зрительной трубы	Расточки, относительно которых выверяется зрительная труба (см рис. 11.5)	Расточки, относительно которых фиксируется положение оси зрительной трубы (см рис. 11.5)
ЦНД1	Корпус заднего подшипника ЦНД1	P_5 и P_6	M_5 и M_6
ЦНД2	Корпус заднего подшипника ЦНД2	P_7 и P_8	M_7 и M_8
ЦНД3	Корпус заднего подшипника ЦНД3	P_9 и P_{10}	M_9 и M_{10}
ЦСД	Корпус переднего подшипника ЦНД1	P_3 и P_4	M_3 и M_4
ЦВД	Корпус среднего подшипника	P_1 и P_2	M_1 и M_2

К-300-240 показала наличие существенного износа уплотнений нижнего полуцилиндра среднего давления. Износ уплотнений, включая надбандажные уплотнения, приводит к снижению экономичности паровых турбин, достигающему в межремонтный период от 1,6 до 3%. Наблюдаемый износ и даже повреждение уплотнений, особенно надбандажных, происходят в основном при пуско-остановочных режимах в первый период эксплуатации после ремонта, что определяет последующую зрительную работу турбины в течение 3–4 лет с пониженной экономичностью. Значительное влияние на уменьшение радиальных зазоров в нижнем полуцилиндре оказывают:

расхолаживание низа ЦСД паром, подаваемым на концевое уплотнение при длительном поддержании вакуума после останова турбины;

некачественное выполнение изоляции цилиндра, особенно низа и трубопроводов отборов, что увеличивает разности температур между верхом и низом ЦСД при остывании;

несоблюдение при проведении ремонтных работ требований заводских формуляров, касающихся допусков на центровку элементов проточной части

Для повышения эксплуатационной надежности уплотнений кроме высокой культуры эксплуатации требуется правильная центровка, обеспечивающая сохранение оптимальных зазоров в уплотнениях при всех режимах работы турбины.

Измерение зазоров в проточной части цилиндров. Перед измерением зазоров устанавливаются сегменты сопл в сопловые коробки ЦВД и ЦСД, сегменты концевых и диафрагменных уплотнений. В цилиндры укладываются роторы, собирается упорный подшипник, полумуфты соединяются временными болтами. Проверяется разбег валопровода в упорном

подшипнике. Роторы устанавливаются в положение, определяемое формулами завода-изготовителя.

Проверка осевых зазоров в проточной части производится дважды: один раз при зафиксированном в заводском формуляре положении роторов, второй — при повороте роторов на 90°. Измерение зазоров ведется в плоскости горизонтального разреза при помощи пластинчатого и клинового щупов. В местах, недоступных непосредственному измерению, радиальные зазоры определяются косвенным путем, по свинцовым отбиткам, по отпечаткам уплотнительных гребней на полосках лейкопластыря. Зазоры, измеренные при монтаже, должны соответствовать зазорам, указанным в формулярах заводской сборки.

Перед закрытием цилиндров производится демонтаж ротора и всех элементов проточной части. Все работы, выполняемые при закрытии цилиндров, производятся без перерыва при обязательном участии представителя завода-изготовителя, ответственного руководителя монтажной организации и представителя эксплуатации. Быстрая непрерывная работа по закрытию цилиндра возможна в том случае, если к началу сборки закончены все поперечные и пригоночные работы по цилиндру, произведены все необходимые измерения, заполнены формуляры, а детали турбины подготовлены так, чтобы время на сборке не расходовалось на поиски крепежа, изготовление мелких деталей и т. д. Все труднодоступные места цилиндров тщательно осматриваются и проверяются. Проверяется чистота всех отверстий в корпусе цилиндра, в том числе дренажные и для присоединения контрольно-измерительных приборов.

Цилиндры высокого и среднего давления турбины К-800-240 выполнены двухкорпусными. Поэтому в процесс общей сборки цилиндра включается сборка внутреннего корпуса. В известной степени внутренний корпус можно рассматривать как сильно развитую обойму, поэтому порядок его сборки не отличается от сборки обоймы. Следует только иметь в виду, что предусмотрен на термическая затяжка крепежа горизонтального разреза, внутреннего корпуса. При закрытии наружных и внутренних корпусов ЦВД и ЦСД мастика на разъем фланцевого соединения не наносится. Сложной и ответственной операцией является затяжка шпилек горизонтального разреза. Для крепежа, работающего в условиях высоких температур, рекомендуется применение специальных смазок — дисульфида молибдена или смазки на основе гексагонального нитрида бора. Перед нанесением смазки резьба должна быть обезжирена бензином.

Для шпилек, изготовленных из сталей перлитного класса, работающих при температуре пара 500 °С, начальное напряжение затяжки из условия плотности фланцевых соединений цилиндров принимается равным 300 МПа. Для шпилек, работа

ющих при температуре 450 °С, начальное напряжение затяжки шпилек можно повышать до 350 МПа.

После закрытия ЦВД и ЦСД и присоединения трубопроводов под лапы ЦВД и передние лапы ЦСД устанавливаются разгрузочные устройства (амортизаторы), рабочим элементом которых являются тарельчатые пружины, воспринимающие весовые нагрузки. Нагруженные устройства необходимо производить с учетом действительных массовых нагрузок Q в статическом состоянии, изменений массовых нагрузок на лапы цилиндров под действием реактивного момента и допустимых остаточных нагрузок.

После установки амортизаторов величина остаточных нагрузок R_0 на лапы цилиндров должна быть не менее 50 кН и определяться следующим образом:

$$\text{для правой лапы } P_g = Q - P_p - R_p \geq 50 \text{ кН;}$$

$$\text{для левой лапы } P_g = Q - P_p + R_p \geq 50 \text{ кН,}$$

где P_p — нагрузка, воспринимаемая амортизатором, R_p — реакция на опорных лапах от реактивного момента.

Действительные массовые нагрузки на лапы цилиндров можно определять посредством амортизаторов на холодной, окончательно собранной турбине с присоединенными трубопроводами. За действительную массовую нагрузку на лапу цилиндра принимается усилие затяга амортизатора, при котором начинается отрыв лап от поперечных шпонок. Момент отрыва лап определяется щупом или по индикатору.

Определение массовых нагрузок на лапах производят парами (левая передняя — правая передняя, левая задняя — правая задняя). Нагрузка отрыва лап в каждой паре должна быть одинаковой. ЛМЗ разработал и внедрил конструкцию динамометрического болта (индикатор нагружения лап — ИНЛ), позволяющего определять опорное усилие на корпусе подшипников, создаваемое массой цилиндров, трубопроводов, изоляции и теплокомпенсационными перемещениями трубопроводов как в процессе сборки, так и при эксплуатации.

Принцип работы ИНЛ основан на измерении деформации упругого элемента, деформирующегося при винчивании нажимного болта. Деформация упругого элемента регистрируется по индикатору часового типа. ИНЛ позволяет производить измерение усилий на работающей турбине, при этом для исключения температурных погрешностей ИНЛ устанавливается в отверстия лап на 2—3 оборота до упора и выдерживается в этом положении 2—3 ч. После определения опорных усилий на лапах их корректировка (при необходимости) производится путем изменения высотного положения лап установкой прокладок под лапы цилиндров.

Наибольший предел измерений при помощи ИНЛ составляет 900 кН, наименьший — 250 кН.

Измерение опорных усилий рекомендуется производить при трех характерных режимах: полной сборки цилиндра с присоединением трубопроводов, на холостом ходу и на номинальном режиме.

118 МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДОВ МАСЛОСИСТЕМ

Общее масляное хозяйство паротурбинной установки состоит из систем смазки подшипников турбины и генератора, уплотнений вала генератора, регулирования и защиты турбины смазки и регулирования питательных насосных агрегатов, систем приема, хранения и регенерации масла.

При монтаже маслопроводов предъявляются высокие требования к чистоте их внутренней поверхности и к плотности фланцевых и сварных соединений. Все внешние маслопроводы систем смазки, уплотнений вала генератора и регулирования изготавливаются из труб повышенной прочности (ГОСТ 9567-75) и укомплектовываются стальной арматурой. К корпусным деталям, насосам, маслоохладителям, обратным клапанам и т. д. присоединяется остальная арматура с плоскими фланцами. На всех сливных маслопроводах устанавливаются фланцы стальные плоские, с соединительным выступом, приварные на $p_y = (1-2,5) \cdot 10^5$ Па (ГОСТ 1255-67). На всех напорных маслопроводах — фланцы типа «выступ впадина» (ГОСТ 12831-67) или типа «шип паз» (ГОСТ 12832-67). Фланцы насаживаются на трубу под прямым углом, а их рабочие поверхности подвергаются шабровке. Параллельность уплотняющих поверхностей фланцев проверяется пластинчатым щупом, отклонение не должно превышать 0,2–0,3 мм. Соединительные части маслопроводов (тройники, переходы и др.) должны быть коваными или точеными (Ст. 3, сталь 20, сталь 25). Не допускается применение литых тройников и переходов.

Трасса маслопроводов должна иметь достаточную самокомпенсацию и, как правило, не должна содержать линзовых компенсаторов. Монтаж следует вести в строгом соответствии с требованиями чертежа. В частности, все маслопроводы системы регулирования должны иметь уклон в сторону бака для дренирования масла самотеком. Из маслопроводов, в которых это не удается сделать, предусмотрены специальные дренажные линии с вентилями, закрытыми на период эксплуатации. Особенно следует обращать внимание на правильную трассировку сливных маслопроводов регулирования. Все они должны работать с незаполненным сечением, чтобы обеспечить разрежение в сливных и дренажных камерах узлов, создаваемое эксгаустером, подсоединенным в верхней части бака и сливного коллектора

Все горячие поверхности, расположенные вблизи маслопроводов, должны тщательно изолироваться. Внешние напорные маслопроводы, находящиеся вблизи горячих поверхностей, заключаются в защитные короба, изготавливаемые из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Нижняя часть короба должна иметь уклон для стока масла.

Предусматриваются три категории поставки маслопроводов блоками.

1. Трубопроводы маслосистемы или ее части, поставляемые в соответствии с согласованными ТУ полностью готовыми блоками (гидроиспытаны, с очищенной и пассивированной внутренней поверхностью) с заглушками в местах их соединения, относятся к I категории поставки. На электростанции происходит только сборка и установка блоков при контроле сохранности чистоты внутренней поверхности (так называемый «чистый» монтаж).

2. Трубопроводы маслосистемы или ее части, поставляемые в соответствии с согласованными ТУ законченными и гидроиспытанными блоками, но с неочищенной внутренней поверхностью, относятся к II категории поставки. На электростанциях должна быть выполнена очистка и пассивация внутренней поверхности труб, при этом переделка блоков запрещена.

3. Все или отдельные трубопроводы, поставляемые в соответствии с ТУ незаконченными блоками или отдельными деталями с неочищенной внутренней поверхностью, относятся к III категории поставки. На электростанции необходимо произвести доизготовление, установку и сборку блоков, а также очистку и пассивацию внутренней поверхности труб.

Технология монтажа предусматривает приведенную ниже последовательность работы:

1) проверка соответствия блоков заводского изготовления чертежам с контролем основных размеров и наличия всех деталей комплекции блоков;

2) контроль заводских сварных стыков на выбор (5%) и 100%-ный контроль стыков, выполняемых монтажной организацией;

3) предварительная механическая очистка внутренних поверхностей;

4) сборка контуров маслопровода с перемычками оборудования, не участвующего в химической очистке;

5) выполнение химической очистки и пассивация внутренних поверхностей маслопроводов;

6) подготовка к прокачке масла, прокачка масла.

До начала монтажа, в зависимости от местных условий, детали трубопроводов собираются в блоки, а маслопроводы, поступившие заводскими блоками, укрупняются в монтажные.

При сборке блоков соблюдаются следующие требования: габариты блоков и особенно координаты присоединительных участков труб пространственных блоков должны быть выдержаны относительно базовых плоскостей в строгом соответствии с чертежом;

перед установкой в блок каждая деталь механически очищается;

если два соединяемых фланца блока имеют еще другие связующие их элементы, то приварка фланцев производится только после выверки по плазу требуемого взаимного положения обоих блоков;

детали маслопроводов, не вошедшие в монтажные блоки и требующие подгонки по месту, поставляются для монтажа в полностью подготовленном состоянии;

сварные соединения маслопроводов выполняются аргонодуговой сваркой и без подкладных колец.

При обработке концевых труб под сварку резка труб и снятие фасок производится специальными труборезными станками.

Сварку монтажных стыков целесообразно выполнять комбинированным способом: прихватку и приварку корня шва — аргонодуговым, основную сварку — электродуговым. Установка оборудования маслосистем — маслобаков, маслоохладителей, маслонасосов и др. должна производиться как можно раньше, с тем чтобы замерить их фактическое положение относительно осей турбоагрегата и внести поправки в размеры монтажных блоков или, при необходимости, по фактическим размерам готовых блоков окончательно выверить взаимное положение оборудования.

Очистка внутренних поверхностей маслопроводов должна обеспечить чистоту и пассивацию внутренних поверхностей при удельной загрязненности менее 25 г/м^2 и отсутствии коррозии, остатков воды и реактивов внутри труб. Химическая очистка с водной отмывкой (водно-химическая очистка) в обязательном порядке требует предварительной механической очистки. Механическая очистка деталей маслопроводов без последующей химической очистки и пассивации внутренней поверхности труб недостаточна.

Парохимический способ очистки маслопроводов не рекомендуется, так как его можно использовать, если прикилочные расчеты на самокомпенсацию трубопроводов допускают прогрев их паром до температуры 300°C . При продувке трубопроводов паром температура пара на выходе должна быть не ниже 280°C . Естественно, что эти условия выдержать в процессе монтажа крайне сложно чисто технологически, не говоря об обеспечении требуемой самокомпенсации трубопроводов.

Водно-химическая очистка трубопроводов для системы, работающей на минеральном масле, может выполняться как для полностью собранного маслопровода с использованием обводков, так и для контуров от инвентарной установки раствором 2–3% ортофосфорной кислоты и 1–1,5% трилона Б. Допускается использование лимонной кислоты и трилона Б, а также применение 10–12% раствора ортофосфорной кислоты при использовании инвентарной установки. Очистка трубопроводов систем, работающих на огнестойкой жидкости, имеет свои особенности (см. ниже).

Механическая очистка трубопроводов смазки и регулировки поставки по II и III категориям, а также изготовленных на монтаже, должна предусматривать химическую очистку. Внутренняя поверхность труб должна быть очищена от окислины и сварочного графа (стальными ершами, шарошками, абразивами и т.д.). После механической очистки и продувки сжатым воздухом на внутренней поверхности труб не должно быть рыхлой ржавчины, графа, земли, песка и т.д.

Водно-химическая очистка и пассивация трубопроводов маслосистемы выполняются в приведенной ниже последовательности:

- 1) водная отмывка технической водой с температурой $25–30^\circ \text{C}$ по контурам на сброс, т.е. по разомкнутой схеме;
- 2) водная отмывка обессоленной или осветленной технической водой с температурой $65–40^\circ \text{C}$ также по контурам, но по замкнутой схеме с двух- и трехкратной заменой воды при ее загрязнении;
- 3) обезжиривание внутренних поверхностей трубопроводов по окончании горячей отмывки путем введения в «последнюю» воду детергента ОП-7 (ОП-10);
- 4) химическая очистка путем введения ортофосфорной кислоты в воду, приготовленную для раствора. По достижении заданной концентрации кислоты в растворе (2,5–3%) дозируется расчетное количество заранее растворенного в отдельной емкости трилона Б;
- 5) дренирование раствора, водная отмывка водой с температурой $60–80^\circ \text{C}$, с введением в конце отмывки пассивирующего агента;
- 6) тщательное дренирование системы и сушка внутренних поверхностей трубопроводов горячим воздухом.

Гидравлическое испытание маслопроводов на плотность выполняется на этапе отмывки маслосистемы отдельными контурами холодной технической водой.

Отдельно следует сказать о воднохимической очистке маслопроводов для работы на огнестойкой жидкости

Опыт показал, что, как правило, не следует применять промывку трубопроводов системы регулирования ортофосфорной

кислотой в окончательно собранном виде, т. е. без последующей разборки контуров прокачки. Дополнительный эффект невелик: а трубопроводы системы регулирования разветвлены, на них трудно предусмотреть все необходимые воздушники и дренажи. В результате на ряде станций оставшийся после окончания промывки раствор кислоты приводил к порче залитого затем огнестойкого масла и необходимости его неоднократной замены. В то же время достаточный по эффективности результат может быть получен промывкой собранной системы горячим огнестойким маслом, подаваемым от штатного бака и насосов, либо с выемом подвижных буск и золотников, либо, что после монтажа предпочтительнее, поочередно с обводом узлов. Температуру масла следует довести до 70—75° С. Увеличенные расходы и скорости в трубах можно обеспечить включением в параллельную работу двух насосов. При этом могут применяться различные известные способы интенсификации очистки маслопроводов (смена температуры, гидродинамические пульсаторы и т. д.). Одновременно ведется постоянная фильтрация масла с помощью сеток, установленных в баке, фильтров-прессов, фильтров тонкой очистки. После окончания промывки промывочная порция должна быть слита, очищены бак и само масло.

После окончания промывки маслопроводов должны быть установлены предусмотренные ограничительные шайбы в напорных фланцах сервомоторов в соответствии со схемой регулирования, если эти шайбы конструктивно не встроены в узлы. Трубопроводы системы регулирования собраны в основном сваркой, однако к узлам он и присоединяется с помощью фланцев. В качестве прокладочного материала разрешается использовать только электроизоляционный картон (толщиной до 0,3 мм на напорных и до 1 мм на сливных маслопроводах) на шеплаке, при этом следует обратить внимание на нанесение шеплака минимальным слоем, чтобы исключить продавливание его внутрь трубопроводов. Применение паронита недопустимо. Применению появившихся в настоящее время различных герметиков должна предшествовать тщательная проверка влияния на них огнестойкого масла и самих герметиков на свойства масла (изменение характеристик деаэрации, демульсации и т. п.).

Прокачка масла по маслосистеме турбины и генератора предшествует включению в работу масляной системы. В маслосистемах, общих для турбоагрегата и питательных насосов, прокачка производится одновременно по всем маслопроводам смазки. Прокачка выполняется сначала по временным обводам подшипников, маслоохладителей, узлов регулирования и другим линиям, т. е. с использованием схемы очистки маслопроводов.

После этого обводы демонтируются и прокачка масла проводится по проектной схеме маслоснабжения. На все время прокачки в работе находятся маслоочистительные установки. Температура масла поддерживается на уровне 65—70° С. Для маслосистем, в которых отсутствует пусковой маслонасос, подогрев масла производится в маслоохладителе путем прокачки горячей водой с температурой до 60°. Периодически производится чистка сеток бака. При проведении прокачки через подшипники либо практикуется разворот вкладышей на 15—20°, либо верхние половины вкладышей демонтируются, а «развал» нижних вкладышей забивается киперной лентой. Такая схема предпочтительнее и широко применяется в настоящее время.

Глава двенадцатая

НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

12.1 РЕВИЗИЯ УЗЛОВ И ОПРОБОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Все узлы системы регулирования при монтаже должны пройти ревизию для удаления консервирующей смазки, которая может существенно испортить заливаемое огнестойкое масло. При ревизии следует проверить чистоту всех дросельных устройств и фильтров. В системе регулирования много однотипных узлов и деталей. Следует позаботиться, чтобы их не переставить с одного узла на другой, так как это приведет к изменению настройки. Все настроечные элементы должны быть собраны по имеющимся контрольным штифтам. Для хранения узлов на время до полугодия допускается смазывать поверхности золотников и буск тонким слоем минерального турбинного масла, хотя смазка огнестойким маслом предпочтительнее. При сборке сервомоторов в соединении с клапанами следует обратить внимание на то, чтобы при закрытом клапане имелся требуемый по чертежу запас хода сервомотора на закрытие. Везде, где это предусмотрено, следует устанавливать чехлы из парусины, предотвращающие загрязнение выступающих частей штоков и подвижных буск.

Бак, как правило, предохраняется от коррозии с помощью ингибиторов. Следует проверить отсутствие коррозии из-за нарушения герметичности бака в процессе хранения. В применяемой арматуре должны быть заменены сальники, имеющие жировую пропитку, растворяющуюся в огнестойком масле. Все полости, омываемые маслом, не должны быть окрашены.

Для уменьшения присоса механических примесей трубопровод дренажа из колонки регулирования выполнен через гидрозатвор высотой 300 мм, куда следует залить масло. На сливном трубопроводе из коробки регулирования, если сливной коллектор расположен низко, также должен быть гидрозатвор (рис. 12.1) для исключения большого разрежения, создаваемого сливающимся маслом.

Закачка рабочей порции масла в бак должна производиться только через фильтр тонкой очистки. Чтобы избежать потерь масла, нужно убедиться в том, что все дренажные вентили на баке и трубах закрыты. Заполнение трубопроводов производят включением штатного насоса с постепенным повышением давления с помощью задвижек на нагнетании и на линии рециркуляции. После опробования системы нормальным давлением производят ее гидравлическое испытание. Пробное давление при испытании 8,5—9,5 МПа. В турбинах К-300-240-1 для гидроиспытания используется винтовой насос МВН-300-320, подключаемый к чистому отсеку бака. Электродвигатель насоса на 3000 мин⁻¹ должен иметь мощность 75 кВт. Производительность насоса около 4 л/с, что достаточно для проведения испытаний. Испытание проводят, включая вначале насос системы регулирования, затем открывают вентиль рециркуляции, чтобы уменьшить давление до 3,5 МПа, открывают все сервомоторы и включают винтовой насос. Закрывая вентиль рециркуляции, повышают давление до 9 МПа и выдерживают систему 10—15 мин.

В турбинах последующих типов трубопроводы и насосы регулирования выполнены так, что возможна последовательная работа двух насосов. В результате, на нагнетании второго насоса создается давление, равное двойному рабочему. Гидроиспытание проводят при полностью открытых сервомоторах. Чтобы избежать увеличения напряжений в штоках тех клапанов, верхний упор которых расположен в клапане, а не в сервомоторе (стопорные клапаны ЦВД и ЦСД, регулирующие клапаны ЦСД и, частично, ЦВД), следует отвинтить гайки на тягах сервомоторов. Нужно также снять все манометры (во избежание их поломки), кроме специально устанавливаемого манометра на 16 МПа, по которому ведут испытание. Через предохранительные клапаны, установленные в поршнях некоторых сервомоторов и настроенные на давление 6 МПа, будет происходить большой слив масла. Поэтому такие сервомоторы при гидроиспытании нужно прикрыть механизмом расхаживания на 10—15 мм ниже положения полного открытия.

Опыт освоения турбин СКД показал, что проведение промывки, гидроиспытания и наладки на минеральном масле с последующим переходом на ОМТИ приводит только к удлинению сроков наладки и дополнительным потерям огнестойкого масла. Сложность операции по переходу с минерального масла

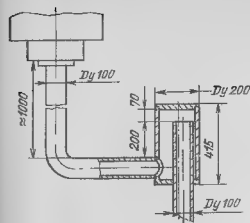


Рис. 12.1. Гидрозатвор на сливной трубе из коробки регулирования

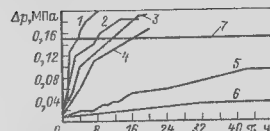


Рис. 12.2. Динамика изменения перепада давления Δp на фильтре тонкой очистки при пуске системы после монтажа
1—6 — сменy фильтрующей ткани, 7 — до пускаемый перепад на фильтре

на огнестойкое заключается в необходимости тщательной очистки системы от минерального масла. Его присутствие даже в незначительных количествах (более 0,2%, что составляет около 10 кг на всю систему) снижает огнестойкость и ухудшает деаэрационные и деэмульсионные свойства огнестойкого масла. Очистить промывочную порцию огнестойкого масла от минерального в условиях станции невозможно, и ее нельзя использовать для доливок. Поэтому все операции по промывке и опробованию системы регулирования должны выполняться только на огнестойком масле.

После пуска системы следует отрегулировать разрежение в узлах регулирования, которое не должно быть больше 10—15 мм вод. ст. При большем разрежении ускорится загрязнение масла из-за усиленного присоса запыленного воздуха. На всасывании каждого эжектора бака регулирования следует установить шайбу с диаметром отверстия примерно 60 мм. Разрежение в узлах нужно проконкретизировать с помощью U-образного дифманометра. Нужно также постоянно следить за фильтром тонкой очистки и менять ткань при повышении давления в фильтре до 0,15 МПа. На рис. 12.2 показаны динамика засорения фильтра и количество смен фильтрующей ткани после пуска системы в эксплуатацию на одном из блоков 800 МВт.

12.2 ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНЕ

Система регулирования проходит на заводе тщательные испытания, после чего настроечные элементы подрезаются в размер и штифуются. Результаты заводской наладки

заносятся в виде характеристик и графиков в «программу и методику испытаний» (ПМ), включенную в паспорт каждой турбины. Там же указываются допуски на снимаемые характеристики.

Испытания на ТЭС производятся для того, чтобы проверить правильность сборки после монтажа или ремонта или чтобы обнаружить отклонения от исходных характеристик, которые возникли в результате эксплуатации. Испытания на остановленной турбине проводят согласно ПМ при температуре масла $50 \pm 5^\circ \text{C}$. При работе турбины на ВПУ в систему регулирования могут вноситься небольшие периодические возмущения, вызванные некоторой расцентровкой, возникшей при сборке регулятора частоты вращения. Поэтому при проведении тщательных испытаний ВПУ должно быть отключено. Давления в линиях управления подвижной буксой промежуточного золотника и сервомоторами регулирующих клапанов замеряют образцовыми манометрами класса 0,6, остальные давления — манометрами класса 1,5. Перемещения буксы промежуточного золотника, золотника управления и следящего золотника регулятора частоты вращения замеряют часовыми индикаторами.

Особенности основных характеристик систем регулирования рассматриваются ниже на примере турбины К-800-240-5.

Характеристика I (рис. 12.3). Снимается перемещением золотника управления от нулевого положения и обратно при отключенном ЭГП. Давление взвода золотников автомата безопасности $p_{вз}$ при ходе золотника управления 0—2 мм для некоторых турбин неоднозначно. В этом диапазоне подача масла в линию взвода не производится, но из-за взведения

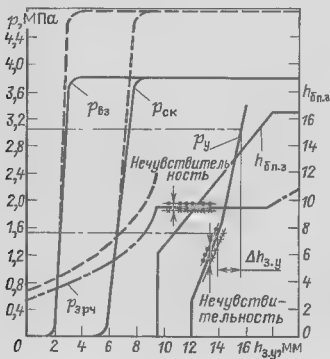


Рис 12.3 Характеристика I h_n — перемещение золотника управления от левого упора, $h_{н.з.}$ — перемещение буксы промежуточного золотника, давления: $p_{вз}$ — в линии взвода золотников автомата безопасности, $p_{ск}$ — в линии к стопорным клапанам, p_u — управляющее, $p_{зр}$ — в линии золотника регулятора частоты вращения

золотников отсутствует и слив масла через шайбы диаметром 4 мм в их крышках (см. рис. 8.14). Поэтому давление зависит от соотношения протечек, которое может меняться. В турбинах последних типов в этой линии для определенности введен слив масла при положении золотника управления вблизи нуля. В турбинах К-300-240-1 в диапазоне 0—2 мм давление в линии взвода повышается до напорного. Важно, что после перемещения золотника управления более 3 мм золотники автомата безопасности взведены и защита турбины готова к работе.

Вид кривой $p_{ск}$ определяет порядок открытия стопорных клапанов. Смещение кривых $p_{ск}$ и $p_{вз}$ может быть следствием смещения упора золотника управления. Более пологая характеристика $p_{ск}$ может быть свидетельством течи из линии управления стопорными клапанами внутри коробки регулирования.

Давление $p_{зр}$, если подвижная букса промежуточного золотника не на упоре, всегда составляет примерно половину от напорного. Нечувствительность (разность давлений $p_{зр}$ при прямом и обратном ходе буксы) характеризует силы трения в буксе и должна быть менее 0,02 МПа. Лучше всего определять нечувствительность, перемещая буксу около выбранной точки вверх и вниз. Нечувствительность более 0,05 МПа свидетельствует о большом трении. Как правило, эта нечувствительность вызвана большим количеством механических примесей в масле и имеет в этом случае «застойный» характер. Для заноса зазоров золотников требуется несколько минут. Но повышенное трение особенно в промежуточном золотнике (см. рис. 8.1), может быть вызвано перекосом или деформацией деталей, в частности, нижней крышки, которую следует перентрововать. Угол наклона характеристики перемещения подвижной буксы определяется шириной окон подвижной буксы промежуточного золотника и буксы золотника регулятора частоты вращения. Засорение впускных окон в подвижной буксе (или засорение фильтра, рис. 8.8) увеличивает крутизну характеристики, засорение сливных окон буксы золотника регулятора уменьшает крутизну. Скачок буксы промежуточного золотника при отрыве ее от нижнего упора не должен вызывать скачкообразное повышение управляющего давления p_u более чем на 0,5 МПа.

Сервомоторы стопорных клапанов должны полностью открываться раньше, чем начнут открываться сервомоторы регулирующих клапанов. Необходимое для этого смещение хода буксы промежуточного золотника при перемещении золотника управления достигается изменением длины стяжки на верхнем шарнире рычага блока золотников регулятора частоты вращения (шаг резьбы 1 мм).

Крутизна характеристики p_u определяет неравномерность регулирования, а излом характеристики — нагрузку, ниже

которой неравномерность увеличена вдвое. В промежуточном золотнике (см. рис. 8.1) изменение крутизны и положения точки излома производится перемещением точки опоры его рычага обратной связи и переходом опоры с одного ролика на другой. В промежуточном золотнике, показанном на рис. 8.8, крутизну настраивают, также перемещая точку опоры рычага, а излом определяется моментом вступления в работу второй пружины под поршнем золотника. Характеристика p_y относительно хода буквы промежуточного золотника должна быть расположена так, чтобы по обе стороны ее рабочего хода были запасы (в сторону нагружения не менее 1,5 мм от положения при максимальном p_y). Сместить характеристику можно перемещением золотника внутри подвижной буквы промежуточного золотника относительно серьги, к которой он подвешен (шаг резьбы 1 мм). Достаточный запас в сторону нагружения должен быть обеспечен для разгона турбины при испытании бойков автомата безопасности. При разгоне до частоты 3360 мин⁻¹ регулятор частоты вращения переместится на 11 мм, для его компенсации понадобится перемещение золотника управления на 22 мм, что надо учитывать, оценивая результаты настройки p_y . При неудачном сочетании смещения характеристик регулятора частоты вращения, его золотников и промежуточного золотника максимального хода золотника управления может не хватить для испытания бойков при низких параметрах пара. В этом случае нужно увеличить его ход путем подрезки его упорного заплечика или сдвинуть характеристику в сторону меньших значений хода.

Характеристика II (рис. 12.4). Зависимость хода сервомоторов регулирующих клапанов h_i от управляющего давления p_y следует снимать, изменяя p_y от нуля до 4 МПа посредством золотника управления, а еще лучше с помощью ограничителя мощности, выставив золотник управления на верхний упор. Предварительно нужно убедиться, что указатели положения сервомоторов при закрытых клапанах показывают нули по шкале, маховички механизмов расхаживания повернуты до упора в направлении «Открыто» и что у закрытого сервомотора имеется запас хода до упора в днище корпуса. (Для проверки запаса нужно снять подковки или кольца между тягой

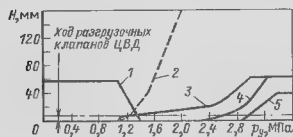


Рис. 12.4. Зависимости перемещений сервомоторов от управляющего давления
1 — сбросных клапанов, 2 — регулирующих клапанов ЦВД, 3 — регулирующих клапанов №1 и 2 ЦВД; 4 — регулирующий клапан №3 ЦВД, 5 — регулирующий клапан №4 ЦВД

и траверсой и убедиться, что поршень переместился по шкале вниз на величину, указанную в чертеже — 5—15 мм.) Сместить характеристику сервомотора по p_y можно изменением натяга нижних пружин золотника сервомотора. Контрольной точкой, по которой производится настройка этого натяга, обычно является точка начала подъема основной чаши клапана (если клапан разгружен). Форма характеристики определяется профилем кулачка обратной связи. Точку перегиба можно изменить смещением кулачка, на ряде сервомоторов для этого предусмотрен талпед на рычагах, соединяющих верхнюю траверсу с кулачком. Отклонение опытных кривых от расчетных должно быть не более 10%, нечувствительность не более 0,03 МПа.

Нечувствительность сервомоторов по p_y можно также оценить по значению ползания сервомотора, поскольку в принятой конструкции эти ползания обусловлены трением между золотником и подвижной буксой сервомотора. Чтобы активизировать проявления ползания, можно постучать по трубе, подводящей p_y к данному сервомотору. Для оценки нечувствительности нужно величину ползания перевести в изменение давления p_y в соответствии с характеристикой на рис. 12.4 для того участка хода сервомотора, на котором проводилось испытание. Повышенная нечувствительность поршня сервомотора обычно не отражается на рис. 12.4, так как сервомоторы регулирующих клапанов имеют «жесткую» отсечную систему (см. § 8.3). Однако изменение давления под поршнем на 1—1,5 МПа при переходе на малый поршень на характеристике достаточно заметно.

Характеристика III (рис. 12.5) Изменяя управляющее давление к золотникам сервомоторов стопорных клапанов $P_{ск}$ снимают зависимость от него положения сервомоторов.

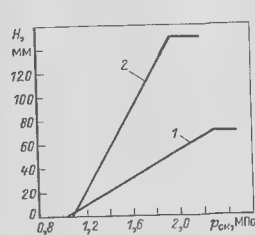


Рис. 12.5. Зависимости ходов сервомоторов ЦВД (1) и ЦД (2) от управляющего давления к их золотникам

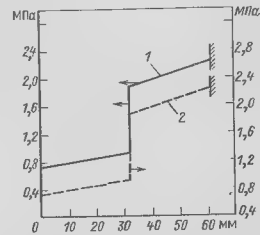


Рис. 12.6. Зависимости давления под поршнями сервомоторов регулирующих клапанов №1 (1) и №2 (2) от хода поршня

Одновременное открытие сервомоторов не приводит к заметному падению давления, так как подвод масла к поршням ограничен шайбами диаметром 4—5 мм. Перекрыши в золотниках сервомоторов стопорных клапанов обычно больше, и нечувствительность поршня влияет на нечувствительность сервомотора по $p_{ск}$. Допуски на вид характеристик III такие же, как и характеристики I.

Характеристика IV (рис. 12.6). Зависимость давления под поршнем от хода сервомотора стопорного или регулирующего клапана определяют, одновременно записывая ее при движении сервомотора вверх и вниз. При наличии механизмов расхаживания ее лучше снимать с их помощью. После окончания испытания манометры с трубками следует снять и поставить пробки. В эксплуатации уровень нечувствительности может быть допущен в 1,5 раза выше указанного в ПМ для вновь изготовленных узлов и составлять до 10% давления. Особо следует обратить внимание на настройку тарельчатых пружин в сервомоторах стопорных клапанов ЦВД и регулирующих клапанов № 1,2 турбин К-300-240-1. Их неправильная настройка может привести к обрыву штока при длительной эксплуатации из-за повышенных напряжений. Давление под поршнем полностью открытого сервомотора не должно отличаться от напорного более чем на 0,3 МПа. Большее отличие указывает на значительные протечки в сервомоторе.

Характеристики V и V,а (рис. 12.7). Снимаются изменением тока электромеханического преобразователя. Вид характеристики p_y по току I определяется характеристикой промежуточного

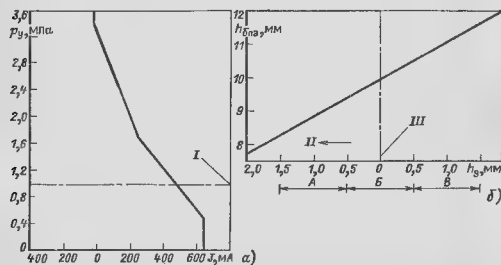


Рис. 12.7. Зависимость управляющего давления p_y от тока ЭМП и зависимость перемещения бусы промежуточного золотника h_0 от перемещения бусы золотника № 2 ЭГП (характеристики V,а) и V(б); I —отсечное положение; II—разгрузке турбины; III—отсечное положение золотника № 2 ЭГП

золотника. Ход ЭМП измеряют, устанавливая индикатор на ид ЭМП, а на следящий золотник ЭГП (на первый золотник при двухзолотниковом ЭГП), так как трение в индикаторе может сказаться на нечувствительности ЭМП. Нечувствительность p_y по току составляет не более 5 мА. Положение выходного золотника ЭГП при нулевом токе ЭМП следует отрегулировать так, чтобы включение и отключение ЭГП с помощью крана (или задвижек в первых конструкциях) не приводило к изменению p_y более чем на 0,05—0,1 МПа. Настройку следует производить с помощью микрометрического винта ЭМП (при исчерпании его возможностей — изменением положения маслоотбойника ЭМП). При повышении температуры масла протечи в отсечных запеликах выходного золотника ЭГП заметно меняются. Чтобы при эксплуатации не возникали ситуации, когда невозможно повысить давление p_y до максимального значения, настройку нужно вести при температуре масла 60°С.

Следует проверить крутизну зависимости перемещения подвижной бусы промежуточного золотника от хода выходного золотника ЭГП вблизи среднего положения (характеристика V,а). Наличие отрицательного перекрытия в золотнике (запелик золотника короче окна в бусе ЭГП) приводит к тому, что вблизи среднего положения золотник ЭГП более сильно меняет расход масла, управляющий положением бусы промежуточного золотника, так как одновременно воздействует на впуск и на слив масла. Это недопустимо, поскольку может привести к качанию системы регулирования при работе ЭЧСР.

Значение положительного перекрытия должно быть таким, чтобы на участке Б крутизна характеристики была не более чем в 1,5 раза меньше, чем на участках А и В.

После выполнения настройки системы регулирования следует провести также другие проверки, указанные в паспорте турбины: проверку работы ограничителя мощности, электромагнитных выключателей, устройств подвода масла к бойкам регулятора безопасности и др. Проверка работы блоков ЭЧСР производится согласно описанию ЭЧСР.

12.3 ИСПЫТАНИЯ ПРОТИВОРАЗГОННОЙ ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

Объем и сроки испытаний. Заводскими инструкциями предусмотрены регулярные испытания во время эксплуатации элементов и устройств, обеспечивающих противоразгонную надежность турбины.

1 раз в 8—12 мес проводится проверка плотности регулирующих и стопорных клапанов турбины;

1 раз в 4—6 мес производится проверка настройки автомата безопасности повышением частоты вращения с отключением

генератора от сети и испытания электромагнитных выключателей турбины и действующих на них защит с посадкой стопорных и регулирующих клапанов;

ежемесячно при работе под нагрузкой предусматриваются проверка работы автомата безопасности наливом масла и расхаживание сервомоторов стопорных клапанов на полный ход там, где это предусмотрено;

ежедневно при работе под нагрузкой производится расхаживание сервомоторов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и регулирующих клапанов ЦСД на часть хода

Испытания проводятся в соответствии с инструкциями завода. Некоторые пояснения к ним излагаются ниже.

Проверка плотности клапанов. С точки зрения противоработной надежности турбины регулирующие и стопорные клапаны можно считать плотными, если при номинальных параметрах пара перед ними они пропускают в закрытом положении не более 10—15% пара от расхода холостого хода турбины, определить который из-за его малости невозможно. Поэтому в качестве критерия плотности принято использовать частоту вращения ротора турбины. Если на холостом ходу при номинальных начальных параметрах пара и давлении в конденсаторе закрыть какую-то группу клапанов ЦВД (например, регулирующих), то по сравнению фактической кривой выбега с эталонной кривой можно сделать вывод о плотности клапанов (при увеличении времени выбега на 10% неплотность составляет примерно 10% расхода холостого хода)

Помимо неточностей, связанных с замерами и различием вакуума и других параметров, такой методически не обоснованный СКД стало невозможно пользоваться из-за того, что все пуски и остановки производятся при скользящем начальном давлении пара. Поэтому для данного случая была разработана новая методика. Плотность оценивается по частоте вращения n , которая устанавливается при давлении p перед закрытыми и испытываемыми клапанами ЦВД и которая должна быть меньше допускаемой для данного давления частоты вращения $n_d = n_p p / p_n$, где n_p — допустимая частота вращения при номинальном давлении $p = p_n$, равная 700 мин⁻¹.

При $n < n_d$ протечки через клапаны ЦВД при открытых клапанах ЦСД и закрытых сбросных клапанах вырабатывают в турбине при 3000 мин⁻¹ и $p = p_n$ мощность, не превышающую 10—15% мощности холостого хода. Рекомендуется не проводить испытания при $p < 0,3 p_n$, так как при этом $n_d < 210$ мин⁻¹, что близко к частоте вращения, устанавливающейся на турбине, например, из-за сброса пара через БРОУ, и условие $n < n_d$ окажется невыполненным даже при достаточно плотных клапанах. Плотность клапанов ЦВД оценивается при

открытых клапанах ЦСД, чтобы исключить возможность длительной работы на холостом ходу после сброса нагрузки с повышенным давлением за ЦВД

Оцененная по данной методике неплотность клапанов ЦВД турбин К-300-240 в эксплуатационном состоянии не превышала 0,2% номинального расхода при номинальном давлении пара. Аналогичным образом проверяется плотность клапанов ЦСД при всех закрытых клапанах ЦВД. Однако на некоторых энергоблоках возникают трудности, связанные с невозможностью создания в тракте промперегрева давления $p_n \geq 0,3 p_{\text{ном}}$, где $p_{\text{ном}}$ — номинальное давление промперегрева, из-за исключения из схемы пусковой РОУ, подававшей перед пуском свежий пар для прогрева трубопроводов промперегрева. В этом случае можно рекомендовать создать давление в тракте промперегрева пропуском пара через ЦВД таким образом, чтобы перепад давления на ЦВД отсутствовал. Оценку плотности клапанов ЦСД можно вести также без специальной подачи пара в промперегрев, выводя турбину подачей пара через клапаны ЦВД на 700 мин⁻¹ при закрытых сбросных клапанах и закрывая последовательно испытываемую группу клапанов ЦСД. По повышению давления в промперегреве можно судить о плотности клапанов ЦСД. Если в данных условиях давление устанавливается выше 1,1 МПа, испытываемые клапаны ЦСД следует считать плотными. Однако эта методика пока не прошла достаточной эксплуатационной проверки

В некоторых турбинах при повышении давления в тракте промперегрева пар может поступать в турбину (ЦСД или ЦВД) помимо стопорных и регулирующих клапанов ЦСД, например из системы уплотнений ротора ЦВД в трубопровод отбора пара к деаэратору. В этом случае следует считать, что проверяется плотность сразу двух линий подвода пара к турбине и допустимая неплотность должна быть в 2 раза больше. В частности, при оценке плотности следует считать в этом случае $n = 1300$ мин⁻¹.

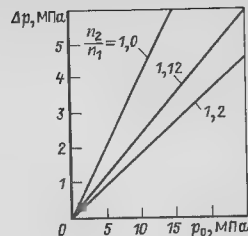
Проверка настройки автомата безопасности. При проверке настройки автомата безопасности повышают частоту вращения в темпе 1% за 2–8 с (выше 3100 мин⁻¹ повышение следует вести непрерывно так, чтобы общее время одного испытания от 3000 до 3360 мин⁻¹ не превышало 1,5 мин) до срабатывания одного из бойков. После этого сработавший боек отключают от системы (способом, указанным для конкретного типа турбины) и повторяют испытание до срабатывания второго бойка. При этом не допускается повышение частоты вращения сверх 3360 мин⁻¹. При необходимости изменения настройки ее нужно производить таким образом, чтобы не изменять очередность срабатывания бойков, так как сработавший боек меняет вибрационный фон автомата. Для определенности

следует выполнять настройку таким образом, чтобы сначала срабатывал боек № 1, а затем № 2. При изменении натяжения пружин бойка, а также перед проведением испытания бойка, повышением частоты вращения рекомендуется вначале выбить боек маслом и начинать разгон спустя несколько минут после прекращения подачи масла. При таких условиях при изменении настройки бойка следует считать, что изменение положения нажимной гайки бойка на 10° приводит к изменению настройки на 35 мин^{-1} .

При каждом испытании следует фиксировать также частоты вращения, при которых происходит срабатывание бойка при подаче масла, а также обратная посадка бойка. Для нормального бойка при выбивании при $n = 3330 - 3360 \text{ мин}^{-1}$ частоте вращения выбивания при подаче масла составляет $n_2 = 2900 \text{ мин}^{-1}$ (с учетом плотности огнестойкого масла) и обратной посадки $n_2 = 3060 - 3080 \text{ мин}^{-1}$. Знание этих значений для каждого бойка позволит более точно выполнять настройку бойка при меньшем числе разгонов ротора. Накопление таких данных даст результат только в случае применения прецизионных способов фиксации n_1 , n_2 , n_3 с помощью цифровых тахометров. Однако существенно увеличить срок между испытаниями бойков разгоном на всех турбинах и судить о настройке n_1 только по частоте срабатывания бойка n при подаче масла пока нет оснований. Практика показала, что на соотношение этих значений влияют изменение вибрации корпуса, автомата, износ бойка и имеющихся опытных данных недостаточно.

В процессе испытаний бойков разгоном имеются режимы, когда повышение частоты вращения ведется с отклонением части элементов защиты, а работоспособность оставшихся в работе элементов подвергается проверке. Поэтому требуется повышенное внимание персонала, наблюдение за темпом повышения частоты вращения по быстродействующему аналоговому тахометру, так как применяемые цифровые тахометры могут иметь время счета 1,5 - 2 с. Должны быть также приняты меры к ограничению возможного подвода пара к турбине в случае аварийного открытия клапанов турбины во время испытаний. Эти меры зависят от тепловой схемы и способов пуска энергоблока. При наличии байпаса ГПЗ и пусков на высоком давлении свежего пара следует перед испытанием разгоном установить при 3000 мин^{-1} такой перепад давлений на байпасе ГПЗ, чтобы при аварийном открытии клапанов турбины через него не мог пройти расход больше, чем необходимо для повышения угловой скорости до $3360 - 3600 \text{ мин}^{-1}$. На рис. 12.8 дан график для выбора такого перепада в зависимости от исходного давления. При давлении перед ГПЗ 16 МПа перепад составляет 3 МПа, при давлении 8 МПа - 1,5 МПа.

Рис. 12.8. Зависимость перепада на байпасе ГПЗ при $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$ от начального давления перед байпасом p_0 , при которой ограничивается аварийное возрастание частоты вращения n_2 до 3360 и 3600 об/мин ($n_2/n_1 = 1,12$ и $1,2$)



При низком давлении свежего пара пропускной способности байпаса ГПЗ может не хватить для разгона турбины, а на ряде турбин байпас ГПЗ вообще отсутствует и ГПЗ перед пуском открывается полностью. В этом случае рекомендуется выбирать такое исходное давление перед клапанами турбины при 3000 мин^{-1} и полном открытии БРОУ, чтобы при повышении частоты и том же открытии БРОУ и соответствующем падении давления свежего пара клапаны турбины оказались бы полностью открытыми при $3360 - 3600 \text{ мин}^{-1}$. Это давление составляет 2—2,5 МПа.

В процессе разгона нельзя менять положение клапанов БРОУ и степень открытия байпаса.

Испытание стопорных клапанов под нагрузкой. Возможность поочередного испытания каждого из стопорных клапанов под нагрузкой полным закрытием способствует обеспечению надежной противоразгонной защиты турбины. Однако для его обеспечения требуется выполнение перемычек на паропроводах до клапана и после него, обеспечивающих при закрытии одного из стопорных клапанов малое изменение нагрузки турбины и расходов пара по подводящим паропроводам. Клапаны ЦСД имеют перемычку только до клапана, так как входной патрубок ЦСД играет роль второй перемычки. С учетом выполненных перемычек стопорные клапаны ЦВД турбины К-300-240-1 можно раскрывать на полный ход при нагрузках ниже 200 МВт, стопорные и регулирующие клапаны ЦСД на большем числе турбин К-300-240-1 — при всех нагрузках, по крайней мере при нагрузках ниже 250 МВт. При этом, если в процессе испытаний возникнут какие-то трудности с недостатком усилий сервомоторов стопорных клапанов ЦСД на открытие клапана, следует закрыть соответствующий регулирующий клапан ЦСД, затем открыть стопорный клапан ЦСД, а потом регулирующий. Однако уже в турбинах К-300-240-1 ряда электростанций полнопроходные перемычки на паропроводах горячего промперегрева не сделаны.

На турбинах большей мощности такие испытания стали еще более затруднительными. Блочное выполнение клапанов ЦВД без перемычек за стопорными клапанами имеет определенные преимущества: исчезает вредный дополнительный объем пара между стопорными и регулируемыми клапанами, уменьшается жесткость паропроводов высокого давления, что позволяет выполнить блоки «клапанающими» и в 1,5—2 раза уменьшить объем пара между клапанами и ЦВД, уменьшается вероятность отказа системы парораспределения, так как отказ в закрытии стопорного и регулирующего клапанов различных блоков не приводит к аварии.

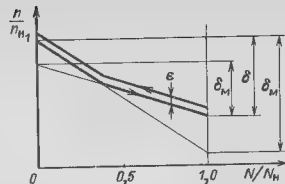
Вместе с тем при закрытии стопорного клапана во время испытания происходит значительное снижение мощности, и чтобы его избежать, надо существенно усложнить процедуру испытания, больше открывая регулирующие клапаны другого блока клапанов с помощью механизма управления турбиной (вручную или автоматически с помощью регулятора давления свежего пара «до себя»), для возможности чего требуется при сопловом парораспределении снижение исходной нагрузки перед испытанием до 60—70%. До такого значения требуется снижение нагрузки и для проведения испытаний клапанов ЦСД, чтобы при ограниченном сечении перемычек на горячем промпрегреве не вызвать срабатывания предохранительных клапанов промпрегрева. Все это затрудняет возможность частого проведения таких испытаний, и поэтому в ряде типов турбин (К-800-240-3, К-800-240-5 и др.) пришлось ограничиться проверкой полного закрытия клапанов только 1 раз в 4 мес. во время проведения испытания защиты турбины.

При этом особенно возрастает роль регуляриных (как правило, ежедневных) проверок подвижности стопорных клапанов перемещением их на часть хода, причем перемещение сервомотора должно быть максимальным (на 30—40%), как это указано в инструкциях, во всяком случае перемещение сервомотора должно значительно превышать ход разгрузочного клапана, чтобы проверить подвижность и штока, и основной чаши клапана.

12.4. СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Особенности статических характеристик турбин СКД. Статической характеристикой системы регулирования турбины называют зависимость мощности турбины от частоты вращения при постоянных параметрах пара до и после турбины. Вид этой зависимости определяется общей степенью неравномерности δ , местной степенью неравномерности δ_m на различных участках, степенью нечувствительности ϵ (рис. 12.9). Снять статическую характеристику при параллельной работе

Рис. 12.9 Параметры статической характеристики турбины



турбины на энергосистему практически невозможно, так как частота сети изменяется незначительно. Поэтому статическую характеристику системы регулирования, осуществляющей пропорциональное регулирование частоты вращения, строя на основе характеристики холостого хода и нагрузочной характеристики. Первая из них дает зависимость между частотой вращения и положением главного сервомотора при неизменном положении механизма управления турбиной (МУТ) и производных параметрах пара, вторая — между степенью турбины и положением главного сервомотора при постоянных параметрах пара до и после турбины. Вообще, правильнее принимать в качестве промежуточного элемента не главный сервомотор, а какой-либо промежуточный усилитель, так как связь между частотой вращения и перемещением сервомотора принципиально может изменяться в зависимости от разницы нагрузок на сервомотор при номинальном и частичном давлении пара перед клапанами турбины. В системах регулирования турбин ЛМЗ, как уже указывалось, это влияние несущественно. Однако в турбинах СКД нет одного главного сервомотора, поэтому в качестве такого промежуточного элемента принимают управляющее давление p_c к золотникам сервомоторов регулирующих клапанов, играющее роль эквивалентного сервомотора.

Важной особенностью систем регулирования турбин ЛМЗ является независимость вида статической характеристики от исходной частоты вращения, так как характеристика регулятора частоты вращения турбины в диапазоне $n = 2900 - 3200 \text{ мин}^{-1}$ практически линейная и зависимость между положением регулятора частоты и давлением p_c также линейная в диапазоне нагрузок выше 15%. При нагрузках ниже 15% степень неравномерности увеличивается вдвое в целях обеспечения устойчивости на холостом ходу, в том числе после сброса нагрузки, когда регулирование частоты вращения осуществляется регулируемыми клапанами ЦСД при давлении в промпрегреве, близком к номинальному. Таким образом, отклонение от линейности статической характеристики при нагрузке выше 15% целиком определяется видом нагрузочной характеристики турбины.

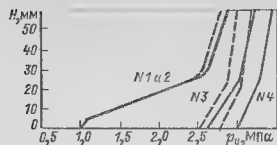


Рис. 12.10 Зависимость положения сервомоторов регулирующих клапанов (№ 1—4) от управляющего давления: теоретическая (штриховые линии); расчетная (сплошная)

Отклонения в форме нагрузочной характеристики от линейной могут быть связаны с ошибками в принятых расходных характеристиках клапанов. Однако в настоящее время довольно широко развиты методы моделирования процессов истечения пара в клапанах, позволяющие правильно определить требуемую теоретическую зависимость положения сервомоторов регулирующих клапанов от управляющего давления p_y (для примера вид такой зависимости для турбины К-300-240-3 показан на рис. 12.10 штриховыми линиями), определяющую линейность нагрузочной характеристики. Но незначительные отклонения в форме этой зависимости от теоретической (более ранний излом характеристик сервомоторов № 1, 2, 3, более раннее начало открытия сервомоторов № 3, 4) могут в 3—5 раз увеличить крутизну зависимости изменения мощности от p_y и вызвать автоколебания при применении быстродействующих регуляторов мощности и скачок мощности при дистанционном управлении турбиной. В связи с этим при проектировании систем регулирования допускается искусственное отступление расчетных зависимостей (сплошные линии на рис. 12.10) от указанных теоретических, с тем чтобы небольшие отклонения реальных кривых от расчетных не приводили к подобным явлениям.

Такой подход к выбору расчетных зависимостей регулирующих клапанов от управляющего давления полезен также при расчете режимов работы турбин на скользящем давлении свежего пара. При работе на скользящем давлении пара несколько более позднее вступление в работу клапанов № 3 и 4 позволяет повысить экономичность при работе на двух или трех группах сопел и уменьшить требование к точности поддержания заданного значения p_y при этом. Естественно, что при увеличении местной неравномерности несколько увеличится выброс регулируемых параметров системы регулирования мощности, несколько ухудшится первичное регулирование, но это не существенно, так как происходит только в узких диапазонах изменения мощности или частоты. Критерием допустимого отклонения от линейности формы зависимости мощности от p_y могут являться рекомендации, согласно которым в диапазоне последних 10% мощности, регулируемой данной группой сопел, допустимо увеличение местной степени

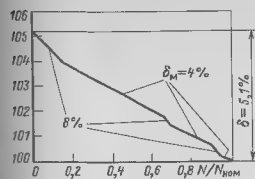


Рис. 12.11 Расчетная статическая характеристика

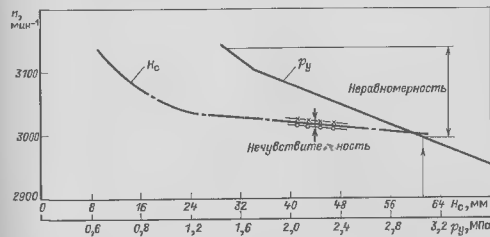


Рис. 12.12 Характеристика холостого хода

H_c — ход сервомотора регулиющего клапана ЦВД

неравномерности в 3 раза по сравнению со средней, т. е. до 12%. На рис. 12.11 показана расчетная статическая характеристика, соответствующая расчетному выполнению настройки парораспределения на рис. 12.10 и постоянному давлению свежего пара. При работе на скользящем начальном давлении значение мощности при данном p_y уменьшается пропорционально уменьшению давления свежего пара и соответственно увеличивается степень неравномерности.

Определение характеристики холостого хода. Характеристика снимается с помощью байпаса ГПЗ. После выведения турбины на холостой ход при 3120 мин⁻¹ открывают полностью байпас и закрывают полностью ГПЗ. Далее, медленно закрывая байпас, снижают давление пара перед турбиной так, чтобы частота вращения ротора начала уменьшаться и система регулирования, стремясь ее поддержать, начала открывать сервомоторы. При последующем открытии байпаса частота вращения вновь начнет повышаться. В ходе испытаний при снижении и повышении частоты вращения производится ее запись (по цифровому тахометру или лабораторному частотометру), а также давления p_y (по манометру класса 0,6) и хода сервомотора № 1 по шкале. На рис. 12.12 показана характеристика холостого хода турбины К-300-240-3

Нечувствительность системы в целом следует определять по характеристике «частота вращения — ход сервомотора», и она не должна превышать 0,2% частоты вращения.

При снятии характеристики основная трудность связана с необходимостью обеспечения достаточно медленного (для обеспечения точности) и глубокого изменения частоты вращения. Чтобы обеспечить медленное снижение частоты вращения, следует закрывать байпас до момента, когда давление за байпасом составит 60% давления до байпаса. При этом возникает критический перепад давления, и при дальнейшем закрытии байпаса открытие регулирующих клапанов турбины не будет приводить к изменению расхода пара через турбину. Снижение частоты вращения станет управляемым и будет происходить в темпе, определяемом торможением ротора за счет разности между потерями мощности на холостом ходу и той мощностью, которую развивает в турбине критический расход пара. Если байпасы ГПЗ отсутствуют, то изменение давления пара перед клапанами турбины в широких пределах затруднено и характеристику холостого хода в общем случае можно снять только вращением регулятора частоты вращения от специального двигателя, что вряд ли может быть широко рекомендовано. Однако при выполнении парораспределения ЦВД в виде отдельных блоков (турбины К-800-240-3, К-800-240-5, К-500-240-4 и др.) определение характеристики холостого хода может также быть выполнено весьма просто. Для этого при выходе на холостой ход механизмами расхаживания, имеющимися на каждом сервомоторе, закрывают стопорный клапан одного блока и регулирующий клапан другого блока. Изменяя механизм расхаживания положение оставшегося в работе клапана и тем самым частоту вращения турбины, снимают зависимость между частотой вращения и управляющим давлением p_u .

Определение нагрузочной характеристики. Определение нагрузочной характеристики проводится путем измерения мощности через каждые 5—10% при изменении управляющего давления p_u в процессе нагружения и разгружения турбины при постоянных параметрах пара до и после турбины. Чтобы исключить погрешности, вносимые нечувствительностью системы регулирования, испытание следует вести при постоянном снижении или увеличении p_u с помощью ограничителя мощности. По условиям эксплуатации обычно не удается одновременно произвести замеры во всем диапазоне возможных нагрузок. Поэтому приходится выполнять испытания в нескольких приемах. Дробление характеристики на участки снижает точность испытания, в связи с чем нужно стремиться увеличить протяженность каждого участка. Если при этом окажется, что значения мощности в крайних точках смежных участков

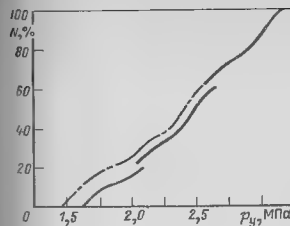


Рис. 12.13. Построение нагрузочной характеристики

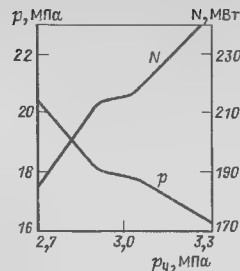


Рис. 12.14. Снятие участка нагрузочной характеристики

различаются (это связано, например, с различиями в дополнительных отборах), то построение единой нагрузочной характеристики должно быть выполнено параллельным смещением соответствующего участка по вертикали (вдоль оси мощности рис. 12.13) до совмещения крайних точек смежных участков. При этом следует сохранять неизменным положение участка, полученного при испытании в зоне высоких нагрузок, а к нему последовательно строить участки с меньшей нагрузкой.

Определение нагрузочной характеристики довольно трудоемко, так как требуется поддержание постоянства начальных и конечных параметров пара при изменении нагрузки, а часто и само изменение нагрузки не может быть просто выполнено, а диктуется диспетчерским графиком. В этом случае весьма эффективным приемом построения нагрузочной характеристики для энергоблоков, допускающих работу на скользищем начальном давлении пара, является определение характеристики «давление свежего пара — управляющее давление p_u » при постоянном положении регулирующих органов котла и, тем самым, постоянной нагрузке блока. Далее при каждом значении p_u производится пропорциональный пересчет мощности на номинальное давление свежего пара и строится нагрузочная характеристика.

Такие испытания несложны, так как тепловая нагрузка и отдаваемая электрическая мощность не изменяются (с точностью до потерь при изменении дросселирования в клапанах). Еще более эффективен такой способ при определении местного наклона нагрузочной характеристики.

На рис. 12.14 показан пример снятия таким образом участка нагрузочной характеристики.

По нагрузочной характеристике и характеристике холостого хода можно построить статистическую характеристику зависимости мощности от частоты вращения, из которой определяются общая неравномерность и местная неравномерности регулирования на отдельных участках.

При наличии в системе регулирования в составе ЭЧСР регулятора мощности, осуществляющего пропорционально-интегральный закон регулирования мощности и частоты вращения (и их комбинации), окончательная статистическая характеристика определяется этим регулятором (выбор степени неравномерности и степени нечувствительности этого регулятора) независимо от статической характеристики, определяемой ГЧСР. Однако и в этом случае определение указанных характеристик ГЧСР является необходимым, так как выполнение их в определенных допусках гарантирует точность и устойчивость системы, осуществляющих пропорционально-интегральное регулирование определенных параметров с помощью клапанов турбины через ГЧСР.

Таблица 12.1 Результаты осциллографирования стопорных, регулирующих, сбросных и обратных клапанов турбины К-800-240-5

Сервомоторы	Собственное время закрытия, с	Время запаздывания (опытное), с	Общее время закрытия, с	Открытие сервомотора, с
СК №1 ЦВД	0,17/0,2	0,15	0,32/0,35	122/0
СК №2 ЦВД	0,18/0,2	0,13	0,31/0,35	125/0
РК №1 ЦВД	0,09/0,15	0,07	0,16/0,3	83/0
РК №2 ЦВД	0,09/0,15	0,07	0,16/0,3	67/0
РК №3 ЦВД	0,10/0,15	0,06	0,16/0,3	67/0
РК №4 ЦВД	0,04/0,15	0,07	0,11/0,3	12/0
СК №1 ЦСД	0,13/0,15	0,1	0,23/0,35	110/0
СК №2 ЦСД	0,13/0,15	0,1	0,23/0,35	109/0
РК №1 ЦСД	0,15/0,17	0,11	0,26/0,35	151/0
РК №2 ЦСД	0,17/0,17	0,11	0,28/0,35	148/0
СБК №1	5,7/5	0,16	5,86/5	0/97
СБК №2	5,7/5	0,16	5,86/5	0/98
КОСМ 800	0,49/0,5	0,11	0,6/0,7	150/0
КОСМ 800-1	0,18/0,2	0,08	0,26/0,45	90/0
КОСМ 500-2	0,18/0,2	0,10	0,28/0,45	90/0

Примечание: 1 В числителе опытные значения, в знаменателе расчетные. Открытие сервомотора, в числителе до опыта, в знаменателе после, время запаздывания дается в моменты срабатывания дополнительной защиты.

2 Сокращения СК — стопорный клапан, РК — регулирующий клапан; СБК — сбросной клапан, КОСМ — клапан обратный с сервоприводом масляным

12.5. ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Испытания на остановленной турбине. Динамические характеристики описываемых систем регулирования, получаемые на остановленной турбине, весьма близки к характеристикам под нагрузкой. Это объясняется принимаемыми большими запасами по усилию сервомоторов (как уже указывалось, коэффициент запаса в самых «трудных» режимах составляет около двух, а в обычных эксплуатационных режимах еще больше), а также тем, что производительность насосов регулирования не зависит от частоты вращения турбины, как это бывает, когда главный масляный насос располагается на валу турбины и производительность пускового насоса существенно меньше главного. Отсюда вытекает вся важность периодического контроля динамических характеристик на остановленной турбине.

Наиболее полные данные могут быть получены при осциллографировании системы регулирования. В то же время во многих случаях, в частности для периодического контроля систем регулирования после ремонта или перед испытанием на сброс нагрузки, достаточно пользоваться электронным цифровым секундомером. Для запуска и останова секундомера используются имеющиеся (или специально устанавливаемые) концевые выключатели на электромагнитных выключателях защиты, реле подачи тока на ЭМП и на сервомоторах стопорных и регулирующих клапанов. В табл. 12.1 приведены результаты осциллографирования защиты турбины при отсчете времени с момента изменения давления дополнительной защиты турбины К-800-240-5. Похожие результаты получают

и для других типов турбин. При отсчете от момента подачи тока на электромагнитные выключатели расчетное время полного закрытия следует увеличить примерно на 0,15 с, в соответствии с собственным временем движения электромагнитных выключателей. Аналогичные приведенным в табл. 12.1 характеристики получаются также при скачкообразном изменении тока ЭМП на максимальное значение 1000 мА.

При подаче исчезающего импульса (интенсивностью 500 — 1000 мА, длительностью 0,05—0,3 с) получают импульсные характеристики на остановленной турбине. По протеканию импульсных характеристик можно судить о требуемой длительности импульса для обеспечения задаваемых значений и скорости прикрытия сервомоторов, а также о времени набора мощности после ее снижения. При этом следует обращать внимание только на время эффективного открытия сервомоторов. Для сервомоторов регулирующих клапанов ЦСД это обычно 50%-ное открытие сервомотора. Для сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД удобно пользоваться значением повышения управляющего давления p_y под золотниками сервомоторов до значения, соответствующего 90% исходного положения. Зная паровые объемы и импульсную характеристику при токе 1000 мА и длительности импульса 0,3 с, легко определить ожидаемое динамическое повышение

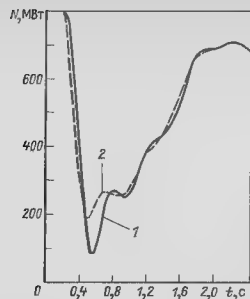


Рис. 12.15. Изменение мощности при подаче импульса: 1 — электрическая мощность; 2 — мощность турбины

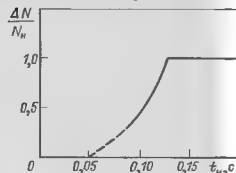


Рис. 12.16. Зависимость глубины разгрузки турбины от длительности импульса

частоты вращения ротора турбины при сбросе нагрузки. При подаче воздействия на электромагнит предварительной защиты определяют как время закрытия сервомоторов, которое близко к тому, что получают при срабатывании электромагнитных выключателей турбины, так и последовательность открытия сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов. При этом контролируют, чтобы движение на открытие сервомоторов регулирующих клапанов начиналось только после достижения сервомотором соответствующего стопорного клапана не менее 70% своего полного хода.

Импульсные характеристики. Фактическое протекание процесса изменения мощности по подаче через ЭГП импульса длительностью 0,05–0,2 с и интенсивностью 500–1000 мА имеет большое значение для правильного выбора уставок работы противоаварийной автоматики, действующей на импульсную разгрузку турбины. Такие импульсные характеристики подробно изучаются на головных турбинах серии, а затем периодически повторяются. На рис. 12.15 показано фактическое протекание изменения мощности при подаче импульса на турбине К-800-240-3. Наиболее важным при этом является форма изменения паровой мощности турбины (определяется расчетом по формуле $N_T = N_g - T_a d\omega/dt$, где N_T — мощность турбины, N_g — генератора и ω — угловая скорость в относительных величинах, а T_a — время разгона турбины (см. гл. 8), или датчиком механической мощности, реализующим тот же алгоритм). На рис. 12.16 показана типовая зависимость глубины снижения мощности от длительности импульса при его интенсивности 1000 мА. Видна необходимость достаточно высокой точности как при проведении испытаний, так и при выборе параметров импульса, так как небольшое изменение длительности импульса, определяемое сотыми до-

лями секунды, значительно меняет глубину разгрузки. В противном случае можно получить уменьшение эффективности импульсной разгрузки либо может возникнуть опасность переторжования агрегата (последнее и послужило причиной разработки методов импульсной разгрузки воздействием только на регулирующие клапаны ЦСД).

Импульсные испытания под нагрузкой несложны, так как они не затрагивают режима работы котла.

В то же время импульсные испытания под нагрузкой дают еще более достоверную (чем испытания на остановленной турбине) информацию для прогнозирования величины заброса частоты вращения при сбросе нагрузки, так как движение клапанов под нагрузкой при импульсе 1000 мА и длительности 0,2 с полностью соответствует движению клапанов при сбросе нагрузки и работе БРФ. Сравнивая также время закрытия сервомоторов под нагрузкой и на остановленной турбине, можно судить о достаточности подвода пара в камеру разгрузки клапана разгруженного типа для обеспечения заданного времени закрытия клапана. В практике эксплуатации удалось обнаружить таким путем непредусмотренное замедление времени закрытия сервомотора до 2 с. Обычно время закрытия сервомотора не должно превышать 0,3–0,4 с. Аналогичные испытания для оценки работы сервомоторов стопорных клапанов под нагрузкой можно выполнить воздействием на электромагнитные выключатели турбины. Эти испытания особенно полезно производить на головных турбинах серии перед испытанием на сброс нагрузки.

На головных турбинах при проведении импульсных разгрузок их совмещают с испытаниями блока ограничения мощности электроприставки (БОМ или БПР), в этом случае после импульсной разгрузки турбина возвращается не к исходной мощности, а к несколько меньшей, в связи с чем должно быть обращено внимание на готовность к функционированию БРОУ, чтобы исключить срабатывание предохранительных клапанов на котле.

Сброс нагрузки. Сброс нагрузки с отключением генератора от сети с переводом турбины на холостой ход или на нагрузку собственных нужд, составляющую 3–5% номинальной мощности, проводят обычно на головных турбинах серии или для демонстрации заказчику эффективности работы системы регулирования при сдаче турбины. Часто для последних целей используют обычные эксплуатационные сбросы, если на основании этих сбросов можно сделать выводы, что при сбросе нагрузки система регулирования предотвращает срабатывание бойков автомата безопасности (АБ). При проведении специальных испытаний на сброс нагрузки следует руководствоваться тем, что испытаниям должна подвергаться турбина

с исправной системой регулирования, правильно и своевременно настраиваемыми бойками АБ, включенными устройствами ЭЧСР, работающими при сбросе нагрузки. Непосредственно перед испытаниями производится расхаживание всех сервомоторов, проверка срабатывания обратных клапанов отборов и испытания АБ наливом масла. С целью уменьшения числа испытаний их проводят вначале при нагрузке 50%, а затем при 100%. По опыту для турбин СКД максимальная частота вращения при сбросе 50%-ной нагрузки составляет не более 104%, а при сбросе 100%-ной нагрузки — не более 107%.

Испытания можно проводить без специального осциллографирования с фиксацией по лабораторному частотомеру (или аварийному осциллографу генератора) максимальной частоты вращения. Если же при испытании она превысит допустимые нормы, то при повторном испытании следует обеспечить осциллографирование следующих параметров: частота вращения, перемещение следящего золотника блока регулятора частоты вращения, перемещение сервомоторов регулирующих клапанов № 2 и 3 ЦВД и одного сервомотора регулирующих клапанов ЦСД, ход подвижной буксы промежуточного золотника, мощность, ток ЭМП, давление пара в регулирующей ступени, перемещение обратных клапанов отборов.

В системах регулирования турбин СКД ввиду их высокого быстродействия динамический заброс частоты вращения, определяемый временами закрытия сервомоторов и паровыми объемами за клапанами, как правило, меньше квазистатичес-

кого, необходимого для закрытия регулирующих клапанов ЦСД при номинальных параметрах пара в протомегреве. На рис. 12.17 показан процесс протекания такого сброса нагрузки со 100% турбины К-800-240-3; для других турбин СКД характер протекания переходного процесса при сбросе мало отличается от приведенного. Поэтому часто причиной плохой работы системы регулирования при сбросе нагрузки является неправильная настройка статических характеристик на остановленной турбине. В частности, особое внимание должно быть обращено на то, чтобы зависимость изменения управляющего давления p_y при величине давления от 1,7 до 0,8 МПа соответствовала бы неравномерности системы регулирования не более 10% для промежуточного золотника старой конструкции и 8% для новой конструкции. Полезно также определить изменение положения золотника управления при изменении управляющего давления p_y от 3 до 0,7–0,8 МПа (при котором начинает открываться основная чаша регулирующего клапана ЦСД), которое не должно превышать 2,25 мм, что обеспечит максимальное квазистатическое изменение частоты вращения 107%.

Следует иметь в виду, что плохие результаты при сбросе нагрузки (повышение частоты вращения выше 109%) могут быть получены также, если турбина будет работать с недопустимым «переоткрытием» регулирующих клапанов ($p_y > 3,3$ МПа). Чтобы этого избежать, в системе регулирования при повышении управляющего давления до $p_y = 3,3$ МПа формируется сигнал, по которому оператор обязан уменьшить p_y воздействием на механизм управления до исчезновения этого сигнала. По этому же сигналу развязываются цепи электродвигателя механизма управления на «прибавить». При соблюдении указанных требований заброс частоты вращения не превышает 107% при всех режимах работы.

Испытания регулятора мощности. Эти испытания проводятся с целью демонстрации работы системы регулирования мощности энергоблока и для системы регулирования турбины не представляют каких-либо трудностей. При этом, однако, часто возникает недоразумение, связанные с обеспечением точности поддержания мощности регулятором. Как уже указывалось в гл. 8, в современных регуляторах мощности турбины вводится корректирующий сигнал по давлению свежего пара с коэффициентом усиления K_p . Поэтому при наличии на котле главного регулятора давления свежего пара точность поддержания мощности турбиной определяется точностью работы этого регулятора и отклонения мощности турбины от заданной в динамике могут быть значительными. В схеме же с главным регулятором котла в виде регулятора нагрузки точность поддер-

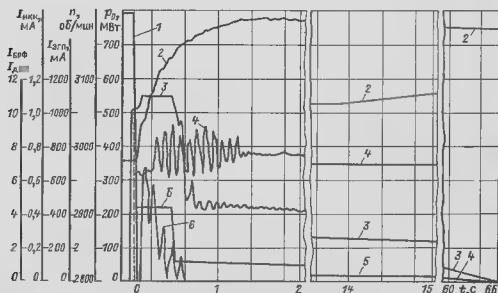


Рис. 12.17. Осциллограмма сброса с номинальной нагрузки до холостого хода: 1 — электрическая мощность, 2 — частота вращения; 3 — ток ЭМП, 4 — ток НКН, 5 — ток дифференциатора БРФ, 6 — ток дифференциатора

жания мощности и в статике будет определяться регулятором котла.

126 ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Мероприятия по обслуживанию системы регулирования при эксплуатации несложны, но они должны выполняться систематически, чтобы предотвратить возникновение таких неисправностей, которые могли бы нарушить режим работы турбины. В числе таких мероприятий могут быть названы следующие.

1. Поддержание требуемого качества огнестойкого масла. Находящееся в эксплуатации огнестойкое масло должно подвергаться цеховому анализу один раз в сутки, заключающемуся в проверке по внешнему виду масла содержания воды, шлама, механических примесей с целью определения необходимости его очистки. Не реже одного раза в два месяца масло должно подвергаться сокращенному анализу с определением кислотного числа, реакции водной вытяжки, вязкости, наличия механических примесей и воды. Один раз в год определяется температура вспышки. Если кислотное число больше 0,2 мг КОН/г или в масле обнаружены вода и шлам или резко ухудшились другие показатели, анализ следует производить не реже 1 раза в две недели. Эксплуатационное огнестойкое масло по данным ВТИ должно удовлетворять следующим требованиям:

Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,5
Содержание водорастворимых кислот, мг КОН/г, не более	0,1
Изменение кинематической вязкости, % первоначальной, не более	10
Уменьшение температуры вспышки, °С, не более	10
Механические примеси, %, не более	0,01
Шлам в воде	Отсутствует

При отклонении одного из этих показателей от нормы и невозможности его восстановления без остановки турбины масло необходимо заменить в кратчайший срок. Следует отметить, что в связи с отработкой технологии получения масла ОМТИ само первоначальное значение вязкости масла отдельных марок может иметь большее отклонение от номинального значения, что допустимо, но должно быть отражено в сертификате на масло. Регенерация масла на электростанции, как правило, не производится, и оно должно быть отправлено на специальные базы.

Наличие механических примесей в масле приводит к появлению «застойной» нечувствительности в системе регулирования и соответствующим броскам нагрузки. Для исключения этого явления необходимо обеспечивать непрерывную работу фильтра тонкой очистки. Если в течение 2-3 мес давление

в нем не поднимается, это свидетельствует о плохой сборке фильтра и наличии в нем щелей, через которые масло может уходить помимо фильтрующей ткани.

Для уменьшения присосов механических примесей надо иметь разрежение в коробе регулирования не более 10-15 мм столба масла, следить за исправностью парусиновых чехлов на штоках сервомоторов (где они предусмотрены), при проведении работ по нанесению изоляции отключать вентиляторы системы регулирования. Весьма важен также контроль за показателем кислотности масла и наличия шлама. Имеется успешный опыт работы огнестойкого масла в системах в течение 10-12 лет без увеличения кислотного числа выше 0,1. Если этот показатель начинает быстро расти и появляется шлам, это свидетельствует о возникновении каких-то новых обстоятельств в эксплуатации, которые следует выяснить и устранить. Так, одной из причин такого явления может быть закачка масла из бака сбора протечек в бак системы регулирования без очистки масла и проверки кислотности. Другой причиной является наличие зон местного подогрева масла до температуры выше 150-200°С, в которых может происходить коксование масла. Такие зоны могут появляться при прокладке маслопроводов с малым расходом масла вблизи горячих частей турбины или паропроводов, а также вследствие парения из штоков клапанов, уплотнений цилиндров турбины, в результате чего температура вблизи корпусов сервомоторов поднималась до 200-300°С.

Помимо принятия мер по исключению таких парений необходимо следить за работой системы охлаждения корпусов сервомоторов водой. Наличие протока воды можно контролировать визуально при наличии воронки на водяном трубопроводе за каждым сервомотором или по температуре охлаждающей воды, которая при прохождении через сервомотор не должна заметно повышаться и должна быть значительно ниже температуры масла. Следует иметь в виду, что работа со значительным повышением кислотного числа (1 или 1,5) опасна для системы, так как приводит к язвенной коррозии рабочих поверхностей золотников и бус и посадочных мест корпусов с соответствующим увеличением нечувствительности и протечек.

Весьма полезной для удаления механических примесей и шлама является периодическая промывка системы маслом, движущимся с большими скоростями при работе на двух насосах, с последовательной выемкой части золотников и подвижных бус и при температуре масла 70-80°С. После промывки слитую в бак жидкость следует очистить в аппаратной либо ограничиться многократной прокачкой через фильтр тонкой очистки с помощью вспомогательного насоса (при использовании основного насоса загрязненная жидкость неизбежно попадет в узлы).

При этом в баке желательно создавать принудительный барботаж масла в застойных участках бака путем подачи струи жидкости, вытекающей из сопла, подачи струи сжатого воздуха и т. п. Такую промывку целесообразно делать 1 раз в 1—2 года.

2. Проведение периодических испытаний работоспособности сервомоторов и элементов защиты, как это предусмотрено инструкциями по эксплуатации. Раскачивание сервомоторов позволяет предотвратить заедание штоков клапанов из-за заноса солями и продуктами коррозии зазоров при достаточно хорошем качестве пара. При раскачивании клапанов, особенно стопорных, иногда возникают стуки в клапане и его сильная вибрация. Как правило, это свидетельствует об ослаблении посадки седла клапана, что должно быть исключено в ближайший останов из-за опасности смещения седла вниз и возникновения значительной неплотности клапана даже при полном закрытии сервомотора.

3. Наблюдение за бросками нагрузки при постоянной частоте сети. Если они превышают 1,5—2%, следует обратить внимание на их характер. Если броски происходят во всем диапазоне нагрузок и заметна «застойная» нечувствительность, следует принять меры по очистке масла. Если при этом нечувствительность не проявляется, следует искать причину понижения неравномерности регулирования, например из-за засорения одного из окон в бунке промежуточного золотника. Если же броски происходят в узком диапазоне нагрузок, следует искать участок статической характеристики с пониженной местной неравномерностью из-за искажения характеристики одного или нескольких сервомоторов. Изменение настройки сервомотора, как правило, связано с возникновением люфтов в обратной связи сервомотора из-за вибрации его деталей, вызванной вибрацией регулирующих клапанов. Поэтому для обеспечения качественной работы системы регулирования следует при первой возможности производить контроль настройки сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД по управляющему давлению (см. рис. 12.4).

4. Контроль «перетекания» системы регулирования. В системе регулирования предусмотрены сигналы о повышении управляющего давления p_u до максимально допустимого значения, о максимальном открытии последнего регулирующего клапана ЦВД (№ 4), по которым должны разрываться цепи электродвигателя механизма управления турбиной на «прибавить», с тем чтобы исключить недопустимое перемещение золотника управления. С этой же целью предусмотрена сигнализация о переходе системы регулирования на ограничитель мощности. Однако очень часто этому не придается должного значения, вследствие чего при работе, например,

регулятора «до себя» золотник управления турбиной оказывается находящимся на верхнем упоре и при сбросе нагрузки регулятор частоты вращения не в состоянии обеспечить квазистатическое повышение частоты вращения ниже уставки срабатывания бойков АБ, из-за чего турбина не удерживает сброс нагрузки.

5. Наблюдение за работой ЭЧСР. При правильной работе ЭЧСР ток выхода электроприставки не превышает 10—15 мА. Это обеспечивает возможность безударного отключения и включения ЭЧСР при исчезновении питания или выходе из строя какого-либо блока. Как правило, большое значение тока на ЭГП связано с неправильной работой канала НКН, например из-за повреждения датчика давления в промпрегреве. При необходимости отключения электроприставки при большом токе следует перейти на ограничитель мощности и лишь затем отключить электроприставку, чтобы уменьшить бросок нагрузки.

6. Рабочая температура масла должна быть в пределах 45—50° С. Однако иногда в силу ряда причин она может подниматься до 60° С, причем это повышение может сопровождаться снижением максимального значения управляющего давления p_u и, следовательно, максимальной нагрузки. Как правило, причина этого связана с повышенным сливом масла в отсечных кромках ЭГП, увеличивающимся с ростом температуры, в результате чего механизм управления не удается поднять буксу промежуточного золотника. Для избежания этого следует вести настройку отсечного положения ЭГП при максимальной температуре масла (60° С); на работающей турбине можно несколько подрегулировать положение ЭГП воздействием на микрометрический винт ЭМП.

7. В аварийном случае попадания больших количеств ОМТИ на горячие паропроводы происходит сильное дымление масла и периодическое вспыхивание образующихся продуктов разложения. Кроме того, в ряде случаев при применении некоторых материалов для тепловой изоляции кроме дымления происходит также химическая реакция взаимодействия ОМТИ и изоляции, сопровождающаяся сечением изоляции, усиливающимся при ее разрушении. Поэтому при попадании ОМТИ на изоляцию и дымлении не следует ее разрушать. При сильном дымлении необходимо активно вентилировать помещение машинного зала, уменьшить число людей, ведущих работы. Длительно находящимся в районе сильного дымления рекомендуется надеть противогазы.

8. При попадании воды в маслосистему регулирования следует иметь в виду, что неизвестное количество воды хорошо удаляется временным (на один сутки) повышением температуры масла в баке до 70—75° С. Можно рекомендовать

усилить при этом вентиляцию бака (например, удалить на время ограничительную диафрагму перед эксгаустером бака)

12.7. РЕМОНТ ГЧСР

Сроки и объем ремонта. Конструктивные решения и материалы узлов регулирования и организации непрерывной очистки масла делают ненужными частые ремонты регулирования, по крайней мере, чаще, чем проводятся капитальные ремонты. Напряжения в пружинах относительно невысоки, и в эксплуатации не было случаев их поломок или заметного уменьшения усилия. Азотирование золотников и букс делает их износ при надлежащем качестве масла неощутимым даже несмотря на высокое давление. В то же время опыт показывает, что при проведении разборок узлов довольно часты случаи их загрязнения, ошибок при повторной сборке, например вследствие замены однотипных деталей разных узлов и т. п.

Критерием необходимости и объема ремонтных работ являются результаты испытаний системы регулирования на остановленной турбине и на холостом ходу. Эти испытания надо проводить ежегодно. Они заключаются в сравнении характеристик отдельных узлов и системы в целом с характеристиками, приведенными в паспорте турбины и снятыми при испытаниях на заводе и перед пуском ее после монтажа, и позволяют выявить отклонения в работе узлов, ревизию которых целесообразно производить в период ежегодного текущего ремонта турбины. Кроме того, 1 раз в 2 года следует выполнять ревизию наиболее ответственных усилителей и узлов защиты: блока золотника регулятора частоты АБ, промежуточного золотника, золотников АБ, золотников ЭПН, регулятора частоты вращения и его привода, насосов системы регулирования, производить осмотр фильтров, встроенных в узлы, и проверку чистоты дроссельных шайб, а также тех узлов, которые более часто изнашиваются на данной электростанции. В целом же надо планировать объем ревизии так, чтобы каждый узел осматривать через 5-6 лет.

Организация ремонта. Специфические требования к организации ремонта представлялись в связи с некоторой токсичностью отстойного масла «Ивиюль-3», но они полезны и при использовании масла ОМТИ, повышая общую культуру работ.

На рис. 12.18 показан план площадки для ремонта узлов системы регулирования, связанного с полной разборкой узла. На этой площадке установлены плита для разборки узла с отбортовкой для сбора протечек, верстаки, устройство для мытья узлов регулирования. Последнее представляет собой бак, в который можно положить любой узел системы регулирования. К баку подведены вода, воздух, пар. Конструкция бака такова, что моющий раствор, забираемый из нижней части бака насосом, вода или пар подаются

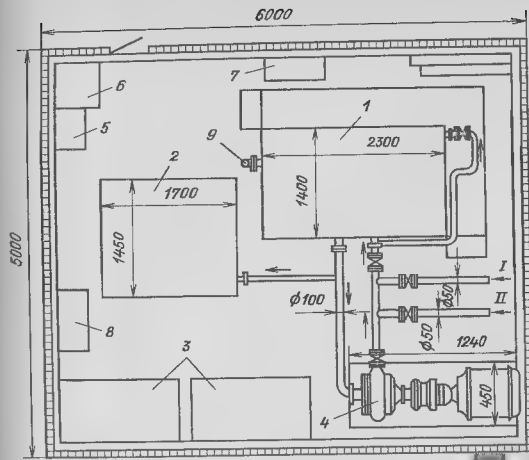


Рис. 12.18. План площадки для ремонта системы регулирования: 1 — устройство для мытья узлов; 2 — плита для разборки узлов; 3 — верстак; 4 — насос с электроприводом для подачи моющего раствора; 5 — умывальник; 6 — ванночка для мытья обуви; 7 — ящик с грязной ветошью; 8 — ящик с чистой ветошью; 9 — труба к вентиляции; линии: I — насыщенный пар давлением до 0,3 МПа; II — конденсат, воздух

внутрь бака через множество отверстий. В результате узел оmyвается многочисленными струями. В качестве моющего раствора может служить 5%-ный раствор тринатрийфосфата, после применения которого узел нужно пропаривать, разбирать и смазывать тонким слоем минерального масла. Следует иметь в виду, что промывать узел нужно только при отправке его в другие цеха электростанции или другие предприятия для мехобработки или сварки. Для ревизии же узла без проведения последующей механической обработки отмычка узла не требуется. Небольшие детали можно отмыть при передаче для последующей обработки керосином вручную. В моющем устройстве имеется приспособление для отмычки сеток бака, выполненное в виде поворотных паровых форсунок, позволяющих последовательно промывать отдельные участки загрязненных сеток.

Площадка для ремонта должна быть расположена в зоне обслуживания краном, иметь сегчатое ограждение, хорошо моющийся пол с отбортовкой по краям, ящики для ветоши, умывальник. Умывальник, ящики для ветоши должны быть также на площадке у бака регулирования, где проводится разборка фильтра тонкой очистки и фильтр-пресса, выемка маслоохладителей, а также на площадке обслуживания, так как частичная ревизия узлов

проводится без их снятия. Предусматривается специальная переносная плита на которую при этом складываются инструмент и снятые детали. Транспортировка узлов по машинному залу не должна загрязнять пол.

При создании специальных стендов для централизованного ремонта и испытаний узлов в отдельных регионах должны применяться те же правила организации работ. После ремонта проводится настройка и снятие характеристик системы регулирования таким же образом и по тем же методикам что и после монтажа.

Быстроизнашиваемые детали. Число быстроизнашиваемых деталей из разных типов турбин разное. По опыту эксплуатации к ним следует отнести бойки АБ, в которых из-за появления, по-видимому, низкочастотной вибрации иногда наблюдается сильный износ торцевой поверхности, хотя большинство агрегатов работает 10-12 лет без какого-либо видимого износа, подшипники регулятора частоты вращения, в которых при ремонте образуется уменьшение осевого разбега до 0,1-0,12,

регулятор частоты вращения, в котором иногда выходит из строя муфта из-за электроэрозии; следует иметь в виду, что потребность в запасных регуляторах резко сократилась при введении текстолитовых деталей для защиты регулятора от токов ротора и закрепления муфты штифтами на ленте регулятора;

шлицевой валик регулятора частоты вращения, который также может выходить из строя из-за электроэрозии и ломаться при неправильной разборке поршневые кольца сервомоторов, ломающиеся иногда при неаккуратной заводке колец и сборке;

пальцы в обратных связях сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД разбиваемых при вибрации клапана; в ряде турбин были усилены;

штулки штоков сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД турбин 800 и 500 МВт, также разбиваемые при возникновении вибрации регулирующих клапанов и также усиленные;

пальцы в соединении сервомотора со штоком клапана, которые при работе прикипают и разбираются с трудом; в последних конструкциях применяется разборное шаровое соединение;

манометры в системе регулирования.

Причиной выхода из строя манометров являются, по-видимому, гидроудары в системе регулирования и влияние масла на материал, которым паяют чувствительный элемент манометра. С целью прекращения поломок манометров рекомендуется применять манометры на P_0 100, в которых чувствительный элемент выполнен с помощью сварки, а также установку катаракта перед манометрами, не используемыми в системе автоматики, который резко уменьшает и потерю масла при поломке манометра. В числе повреждаемых деталей нужно назвать также катушку управления ЭМП. Одной из причин выхода из строя катушки является попадание в нее грязи и шлама, образующегося во внутренней замкнутой камере магнита при отсутствии дренажного отверстия. В случае отсутствия такого отверстия его следует выполнить через одну из соединительных шпилек, причем категорически запрещается разбирать магнитную систему, так как при этом напряженность магнита уменьшается вдвое.

При подготовке к ремонту следует иметь указанные детали в запасе. Износы золотников и буск, как правило, не требуются. При контроле износа этих деталей нужно иметь в виду, что черточные зазоры в этих парах составляют 0,05-0,09 мм для диаметра 30-50 мм, 0,07-0,13 мм для диаметра 80-120 мм. В неподвижные буски сажаются в корпус с зазором 0,02-0,05 мм. В условиях эксплуатации с учетом отклонений, которые могли быть при наладке, а также в результате износа максимальный зазор не должен превышать допустимый черточный зазор более чем в 1,5 раза. Ни в коем случае не следует шлифовать по диаметру золотники и буски для приведения возникших при эксплуатации рисков на них, так как после одной-двух таких операций золотники придется менять.

Настройка срабатывания дополнительной защиты. При износе (завенной коррозией) сопла золотника регулятора частоты вращения его можно проточить для получения черточной формы сопла. При этом, а также при замене муфты регулятора или его самого необходимо проверить правильность настройки срабатывания дополнительной защиты, выполненной в золотнике регулятора (3420 ± 50 мин⁻¹). Испытание дополнительной защиты повышением частоты вращения ротора турбины категорически запрещается. Однако при необходимости проверка настройки дополнительной защиты с достаточной точностью может быть выполнена при испытании на остановленной турбине. Для этого следует организовать слив из камеры под поршнем следящего золотника блока золотников регулятора (из отверстия для измерения давления) в коробку регулирования через вентиль, устанавливаемый на одном из штуцеров коробки регулирования, предназначенных для измерения давления. При испытании увеличивают слив с помощью вентиля до тех пор, пока золотник не начнет медленно двигаться к регулятору частоты вращения, сжимая его ленту, и фиксируют положение золотника и давление в линии дополнительной защиты. Срабатывание защиты должно происходить при перемещении следящего золотника на $1,7 \pm 0,2$ мм, что надо учесть при коррекции взаимного положения следящего золотника и регулятора частоты вращения.

Установка сетчатых фильтров. Опыт эксплуатации показал, что все дроссельные отверстия диаметром менее 3-4 мм должны быть защищены индивидуальными фильтрами. Применявшийся ранее «риомочный» фильтр с отверстиями диаметром 2 мм и щелями 1 мм не всегда предотвращал засорение дроссельных шайб, особенно в следящих золотниках ЭГП и золотнике регулятора частоты, поэтому был разработан сетчатый фильтр, который устанавливается на то же место, что и старый. В качестве фильтрующего элемента используется латунная сетка с ячейкой не более 0,9 и не менее 0,6 мм (чтобы исключить быстрый занос фильтра). Следует следить за направлением установки фильтра, чтобы масло проникало через сетку внутрь фильтра.

Измерение расходов масла. Часто необходимость замены золотников из-за износа мотивируют заметным падением

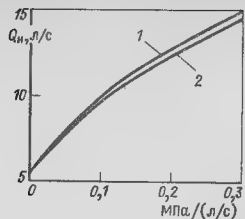


Рис. 12 19 Удельные характеристики насосов:
I - насос НВР-45-36; II - насос НВР-50-36/72

напорного давления в системе или в отдельных ее частях. Однако только по падению давления достоверный вывод об увеличении расходов масла делать нельзя, так как давление может понижаться также вследствие понижения частоты сети (при частоте 48,5 Гц напорное давление снижается на 0,3 МПа по сравнению с номинальным), ухудшения характеристик насоса, протечек в неработающий насос и т. п.; падение управляющего давления может быть вызвано неправильной настройкой промежуточного золотника и ЭГП. Тем более трудно судить о возможных местах повышенных утечек. Поэтому представляет интерес возможность простой оценки расхода масла в различных частях системы. Установка расходомеров, как правило, не предусматривается, так как расход в системе в динамических режимах в несколько раз больше, чем в статических, и наличие расходомерных шайб создаст дополнительные заметные потери давления в этих режимах.

Косвенно определить с достаточной точностью расход в системе можно по измерению изменения напорного давления при включении и отключении какого-либо дозированного потребителя масла, в частности фильтра тонкой очистки. Таким путем можно определить удельное падение напорного давления $\delta p_n = \Delta p_n / Q_{\Phi}$. При шайбе перед фильтром диаметром 4 мм и давлении 4,8 МПа расход через него $Q_{\Phi} = 0,7$ л/с. Пользуясь рис. 12 19, можно определить примерный расход насоса Q_n . (При малых расходах точность невелика, но при этом нет и надобности в определении расхода.) В схеме маслоснабжения с двумя напорными коллекторами они разделены при работе шайбой диаметром 25 мм. Поэтому, фиксируя при этом испытании также изменение перепада давления Δp на шайбе площадью f , причем $p = p_{n1} - p_{n2}$, где p_{n2} — давление в линии нестабилизированного давления; p_{n1} — давление в линии стабилизированного давления ($p_{n1} = p_n$), можно определить расход масла (л/с) в линию нестабилизированного давления

$$Q_{n2} = 3f^2 \Delta p / Q_{\Phi} = 103 \Delta p.$$

Когда расход в линию стабилизированного давления составит $Q_{n1} = Q_n - Q_{n2}$. Эти испытания легко могут быть сделаны при работе турбины под нагрузкой. При наличии грузовой аккумулятора расход Q_n может быть уточнен на неработающей турбине по времени движения аккумулятора при отключении насосов регулирования. С учетом настройки аккумулятора на 4 МПа расход системы, определенный таким способом с пересчетом на давление 4,8 МПа, составит $Q_n = 55/T$, где T — время перемещения аккумулятора на полный ход, с.

При необходимости расходы масла в линии управляющего давления или в напорной линии к каждому сервомотору могут быть оценены установкой ограничительной шайбы диаметром 4—5 мм в напорном фланце соответственно промежуточного золотника или сервомотора (если в сервомоторе такой шайбы не установлено) и измерением перепада давления между напорным давлением и, соответственно, управляющим давлением или давлением под поршнем сервомотора при максимальном положении золотника управления.

Соответствующий расход будет определяться по формуле $Q_i = 2,65 f_{ш} \sqrt{p_{n2} - p_i}$ с, где $f_{ш}$ — площадь шайбы в см².

Износ отсечных кромок сервомоторов можно оценивать по изменению напорного давления при постановке последовательно одного из сервомоторов в среднее положение.

Можно руководствоваться следующими значениями максимальных эксплуатационных расходов: общий расход $Q_n = 8,5$; $Q_{n1} = 2,5$; $Q_{n2} = 6$ л/с, расход в линию управляющего давления всех сервомоторов не более 0,8 л/с, расход в сервомотор регулирующих клапанов не более 0,3 (в отсечном положении не более 0,4), расход в коробку регулирования не более 1 л/с (ограничительная шайба диаметром 7 мм).

Примеч. хранение и очистка масла в аппаратуре. Для хранения стационарного запаса огнестойкого масла и для его очистки на электростанции имеется аппаратура огнестойкого масла. Примерная схема аппаратуры для электростанции с одной-двумя турбинами приведена на рис. 12 20. Аппаратура связана с баком регулирования двумя трубопроводами (прямыми

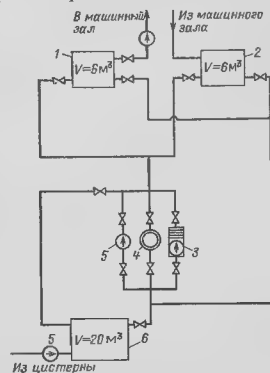


Рис. 12 20. Принципиальная схема аппаратуры для одной-двух турбин: 1 — бак чистого масла, 2 — бак отработанного масла; 3 — фильтр-пресс; 4 — сепаратор; 5 — насос; 6 — бак запаса

и обратным). Диаметр трубопроводов должен быть минимальным, допускаемые скорости 2–3 м/с, время заполнения бака регулирования 3–4 ч. Желательно, чтобы аппаратная располагалась в машзале или примыкала к нему. В противном случае соединительные трубопроводы должны быть проложены с водяными спутниками, чтобы обеспечить возможность пользования аппаратной в зимнее время, но температура воды не должна превышать 70° С. Находит применение способ перевозки масла из аппаратной в машзал в специальных емкостях.

Структурно аппаратная выполняется в виде двух практически независимых контуров чистого и загрязненного масла. В первом контуре имеется бак для хранения масла, готового к заливке. Емкость его обеспечивает эксплуатационные доливки, а также замену ОМТИ на одной из турбин. В этот бак масло поступает из приемного бака емкостью 25 т, заполняемого из железнодорожной цистерны насосом по временному трубопроводу или гибкому шлангу. Бывшее в употреблении масло во время ремонта перекачивается в бак загрязненного масла из бака регулирования, очищается с помощью фильтр-прессов и специальных сепараторов и после анализа подается в бак чистого масла для последующей заправки в машзал. Для электростанций с большим числом турбин увеличиваются количество и емкости баков и количество фильтрующих устройств так, чтобы исключить при очистке смешивание порций с разными показателями по кислотному числу и механическим примесям.

При проектировании аппаратной следует исходить из того, что количество жидкости, заливаемой в бак регулирования, составляет 5,5 м³. Промывочная порция ОМТИ должна составлять 4,5 м³. Кроме того, необходимо иметь 4,5 м³ масла на доливку при аварийном разливе и 0,5 м³ на ежегодные доливки. Таким образом, для пуска первой турбины надо иметь около 15 м³ масла (с учетом того, что промывочную порцию можно очистить, 10 м³). Для пуска второй и последующих турбин при этом требуется только по 6 м³. Емкости баков должны обеспечивать также прием масла из всех ремонтируемых турбин.

Глава тринадцатая

РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА ТУРБИН

13.1. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

При создании мощных паровых турбин СКД непрерывно возрастали требования обеспечения их высокой маневренности при пусках, остановках и других переменных режимах. Эти требования обуславливались ростом неравномерности графиков электрических нагрузок, отсутствием специальных энергоблоков для покрытия полупиковых нагрузок и перспективами ввода большого числа турбин АЭС, предназначенных для работы с базовой нагрузкой.

Трудности обеспечения высокой маневренности турбин СКД определялись применением массивных деталей и узлов, медленно и неравномерно изменяющих свое тепловое состояние при переходных режимах. Возникающие при этом нестационарные температурные поля, деформации и напряжения могут нарушать нормальную работу турбин и ограничивать их маневренность.

Маневренность и надежность агрегатов при переменных режимах работы лимитируются нестационарными температурными полями, деформациями и напряжениями. Надежно осуществлять переходные процессы турбины можно лишь тогда, когда напряжения в деталях не вызывают остаточных изменений, а тепловые расширения не приводят к недопустимому изменению зазоров между вращающимися и неподвижными частями турбины. Все неприятности и аварии, происходившие на турбинах высокого давления при нестационарных режимах их работы, были связаны с большими напряжениями или недопустимыми деформациями.

Возможность работы мощных паровых турбин в режиме частых остановок и пусков требует целого ряда новых технических решений как по турбинам, так и по их схемам. Задача значительно облегчается, если эти решения приняты достаточно обоснованно на стадии проектирования оборудования, и существенно осложняется, а иногда и не находит оптимального решения, когда оборудование уже находится в эксплуатации. Проблема обеспечения надежной работы мощных паровых турбин в условиях частых и быстрых изменений тепловых режимов в процессе пусков и остановок являлась в период создания и освоения турбин СКД в эксплуатации одной из актуальнейших проблем и требовала постоянного внимания конструкторов, исследователей и эксплуатационников.

Ленинградский металлический завод, непрерывно повышая технико-экономические показатели мощных паровых турбин, уделяя большое внимание повышению их маневренности. Совместно с ведущими научно-исследовательскими организациями страны (ЦКТИ, ВГИ, Союзтепэнерго и др.) он успешно преодолевал трудности, возникающие при переменных режимах работы турбин.

Кроме того, сложность тепловых и пусковых схем энергоблоков СКД требовала уязвки работы котла и турбины, с тем чтобы они работали как единый энергетический агрегат при всех режимах эксплуатации. Графики пуска турбин должны выдвигать требования к параметрам и расходу пара, подводимого к турбине.

Для решения указанных задач в первую очередь необходимо было при проектировании турбин разработать графики их пусков из различных тепловых состояний и определить изменения температуры, деформаций и напряжений путем расчетов.

Однако сложность конструктивных форм деталей турбин и неопределенность граничных условий при решении задач нестационарной теплопроводности и термоупругости не позволяли при создании первых турбин мощностью 300 МВт решить указанную задачу в полном объеме. Первые работы в этом направлении были выполнены в начале 60-х годов в ЦКТИ с применением метода электроаналогирования, который выявил большие возможности в определении температурных полей в деталях турбин при стационарных режимах работы. Проведенные на головных образцах турбин режимные испытания

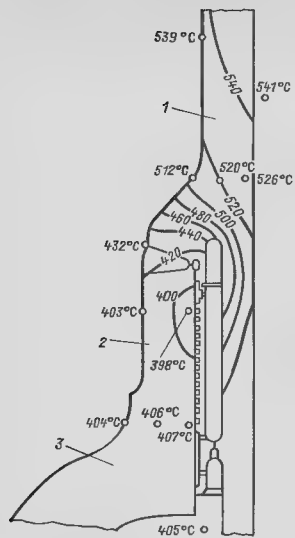


Рис 13.1. Стационарное температурное поле узла паровпуска ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ при полной нагрузке:

1 — паропроводящий патрубок; 2 — переходный патрубок, 3 — наружный корпус

с измерением температурных полей позволили уточнить граничные условия теплообмена. Последующие усовершенствования методики электро моделирования в ЦКТИ позволили разработать руководящие технические материалы по расчету температурных полей в роторах и корпусах паровых турбин. С его использованием ЦКТИ и ЛМЗ выполнили на стадии проектирования расчеты температурных полей и удлинений одновалной турбины К-800-240-2 [5]. Эти работы позволили обоснованно назначать режимы пуска турбин, определять стационарные температурные поля при работе на полной нагрузке, получать данные по остыванию турбин после останова, по состоянию турбин при сбросах электрической нагрузки и при пусках из различных тепловых состояний. Некоторые результаты расчетов для конкретных турбин представлены на рис. 13.1 и 13.3.

В настоящее время для решения задач о тепловом и напряженно-деформированном состоянии элементов энергооборудования при переменном воздействии рабочих сред разработаны совместно ПО ЛМЗ, НПО ЦКТИ, КИСИ, ИСЭП АН СССР методика и реализующий ее единый комплекс программ и средств для детальных расчетов пространственных физических полей в конструктивных элементах сложной формы при произвольных краевых условиях и с учетом физической нелинейности.

На основе многочисленных температурных испытаний паровых турбин в условиях эксплуатации получен обширный фактический материал по граничным условиям, позволяющий решить задачу теплопроводности в строгой математической постановке с большой степенью точности.

Исследования проводятся на основе решения несвязанной задачи термостатности в квазистатической постановке, когда поля температур в твердом теле при нестационарном теплообмене с рабочей средой определяют возникающие в каждый момент времени температурные напряжения и не зависят от поля деформаций тела.

Расчет напряженно-деформированного состояния произвольных трехмерных тел при заданной термической нагрузке разработан применительно к ЭВМ

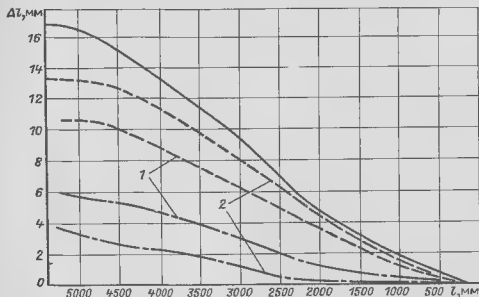
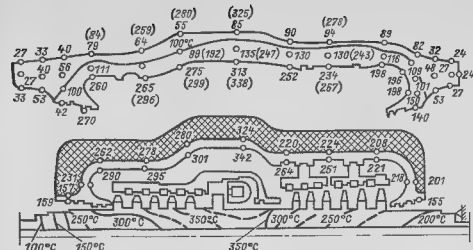


Рис. 13.2. Температурные поля и удлинения ротора и наружного корпуса ЦВД турбины К-800-240 при пуске из холодного состояния 1 — без обогрева фланцев, 2 — с обогревом фланцев (цифры в скобках соответствуют температурному полю фланцев при включенном обогреве), — — — абсолютное удлинение ротора; — — — абсолютное расширение наружного корпуса, — — — относительное удлинение ротора

типа БЭСМ-6 и ЕС-1060 на основе моментной схемы метода конечных элементов (МСКЭ). Для учета температурных полей в необходимых случаях применяются как метод аналогового моделирования на электронитераторе СЭИ-03, так и численные методы (вариационно-разностный метод и МСКЭ) на ЭВМ БЭСМ-6 и ЕС-1060.

Разработанные методы расчета теплового состояния элементов энергооборудования позволяют обеспечивать задание точной геометрии расчетной модели путем использования неравномерной сетки, а также возможность решения методом аналогового электро моделирования задач теплообмена между поверхностью и рабочей средой, конвекцией и лучеиспусканием между ротором и корпусами на режимах остывания турбины.

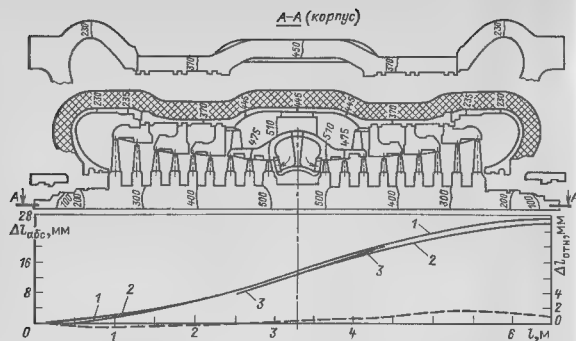


Рис. 13.3. Температурные поля и тепловые расширения ротора и корпуса ЦСД турбины К-800-240 на номинальном режиме:
1 ротор, 2 наружный корпус, 3—внутренний корпус, 1, 2 расширение ротора относительно внешнего корпуса

Отдельные составляющие и общая структура комплекса разрабатываются с учетом возможности создания на их основе функционально-самостоятельной подсистемы САПР энергетических турбоустановок, включающей в себя расчеты теплового состояния, термopрочности и малоцикловоу повреждаемости проектируемого энергооборудования.

Созданный комплекс успешно используется в практике ЛМЗ и ЦКТИ на всех стадиях проектирования паровых турбин, что позволяет обоснованно выбирать конструкции и решать вопросы маневренности турбин при проектировании.

В настоящее время практически при проектировании всех новых мощных паровых турбин производятся расчеты температурных полей, напряжений и удлинений как роторов, так и корпусов при пусках, остановах, сбросах электрической нагрузки и других переходных режимах.

Результаты расчетов термонапряженного состояния используются при оценке намеченных графиков пуска и определении долговечности наиболее ответственных деталей роторов и корпусов, работающих при высокой температуре.

Для этой цели проводились испытания на малоцикловую усталость образцов из корпусной и роторной сталей. В результате были получены надежные кривые малоцикловоу усталости в диапазоне температур от 20° С до рабочей для марки стали в целом с учетом разброса ее механических свойств.

По результатам этих испытаний исследовалась кинетика деформирования материала в процессе нагружения, и расчет упругопластического состояния

при нестационарных режимах производился по диаграмме упругопластического деформирования в стабильном цикле.

Для определения необходимого запаса долговечности исследовалось влияние асимметрии и неізотермичности нагружения на кинетику деформирования и малоцикловую усталость.

Характеристики длительной прочности были получены в результате статистической обработки данных по длительной прочности и экстраполяции на время $2 \cdot 10^5$ ч с учетом испытаний на ползучесть.

Допустимый срок службы определялся из условия линейного суммирования повреждаемостей от действия циклического нагружения и ползучести. Правильность применения правила линейного суммирования проверялась по результатам испытаний на малоцикловую усталость с выдержками.

В результате расчета долговечности по данным термонапряженного состояния с использованием кривых малоцикловоу усталости и длительной прочности определяется допустимый срок службы детали до зарождения в ней трещины при заданных режимах эксплуатации турбины.

13.2. РЕЖИМНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Работы по маневренности паровых турбин, выполняемые на стадии проектирования, как правило, дополняются режимными испытаниями головных образцов турбин на электростанциях.

На всех головных турбинах мощностью 300, 500 и 800 МВт был проведен комплекс пусконаладочных работ и испытаний, направленных на обеспечение и повышение маневренных свойств турбин и энергоблоков. Непрерывно совершенствуется методика таких испытаний. При этом основное внимание уделяется исследованию нестационарных температурных полей, деформаций и напряжений.

Режимные испытания позволили выявить общие закономерности прогрева элементов турбин, выявить индивидуальные особенности каждого типа турбин и разработать обоснованные режимы их пуска из различных тепловых состояний.

Работы по обеспечению и повышению маневренности паровых турбин СКД потребовали существенного расширения сведений о поведении турбин на различных режимах. К моменту ввода в эксплуатацию первых турбин мощностью 300 МВт ЛМЗ уже имел отработанную методику режимных испытаний турбин. На турбинах СКД эта методика получила свое дальнейшее развитие. Здесь в первую очередь необходимо отметить создание методики термооснастки проточных частей ЦВД, ЦСД и ЦНД турбин. Проведенные с помощью такой оснастки измерения температур пара и металла в проточной части значительно расширили знания о процессах, происходящих внутри корпусов турбин на различных режимах.

сообщений в зарубежной печати об образовании трещин в роторах паровых турбин в процессе эксплуатации.

Испытания по определению температурного состояния роторов проводились на турбине К-300-240 Литовской ГРЭС. Выбор типа турбины определялся тем, что конструкция ЦВД и РВД является типичной для всех турбин завода мощностью 300, 500 и 800 МВт, а также все возрастающими требованиями к маневренности и надежности турбин типа К-300-240. Измерения температур в РВД были проведены как в стационарных, так и в переменных режимах.

В процессе подготовки термоснастки ротора был решен ряд новых и важных задач: по созданию термостойких уплотнительных токовыводов от термопар в осевую расточку вала, по разработке специальной системы регулирования, обеспечивающей вывод измерительного кабеля через передний блок, по разработке измерительной схемы, установке и трассировке термопар на роторе. После оснастки ротор был установлен в турбину Литовской ГРЭС в период очередного капитального ремонта.

Для контроля за тепловым состоянием ЦВД, а также для сопоставления его с тепловым состоянием РВД дополнительная термоснастка была установлена также по передней части ЦВД.

Термопары, выведенные в осевую расточку ротора, подключались к многоточечному переключателю, который обеспечивал передачу термо-ЭДС от всех термопар, установленных на роторе, к приборам с помощью соединительных проводов и щеточного токосъемника на 20 контактных колец.

Многоточечный переключатель позволяет подключать термопары, установленные на роторе, к токосъемному устройству автоматически с периодичностью 2 мин при всех режимах работы турбины. От переключателя жгут термопарных и силовых проводов проходил через осевое сверление в автомате безопасности и по полым валикам системы регулирования турбины через весь передний блок регулирования — к токосъемной головке. От токосъемного устройства измерительный кабель был проложен ко вторичным приборам, смонтированным на специальном измерительном щите.

Для измерения температур в статорной части ЦВД были установлены паровые термопары в концевых уплотнениях, в камере регулирующей ступени, в диафрагме шестой ступени, на входе в седьмую ступень, в диафрагме двенадцатой ступени и на выходе. На лопатках диафрагмы двенадцатой ступени также были установлены термопары.

Кроме измерения температуры пара и металла турбины во время испытаний производилась запись параметров пара в ряде

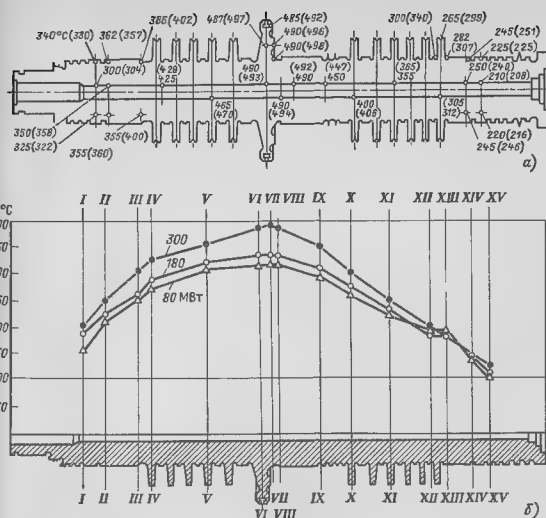


Рис 13.6. Распределение температур в РВД турбины К-300-240.

а — при работе на полной нагрузке (в скобках — расчетные значения температур), б — по осевой расточке при работе на различных нагрузках, I — XV — сечения ротора, в которых производились измерения температуры

мест, температуры масла на подшипниках, а также режимных характеристик: частоты вращения, нагрузки, абсолютных и относительных удлинений, осевого сдвига ротора, вибрации и т. д.

Измерения температур в РВД турбины К-300-240 проведены на следующих режимах: стационарном тепловом режиме при полной и частичной нагрузках; остывания; пусков из различных тепловых состояний; изменения нагрузки в пределах регулируемого диапазона.

На рис. 13.6 приведено температурное поле РВД турбины К-300-240 в стационарном режиме при работе на полной нагрузке, полученное во время испытаний, а также при расчетах по методике завода на ЭЦВМ. Сравнение экспериментальных и расчетных температур показывает их достаточно близкое соответствие по регулирующей ступени и расточке; расхождения в зоне шестой и двенадцатой ступени достигают 20° С.

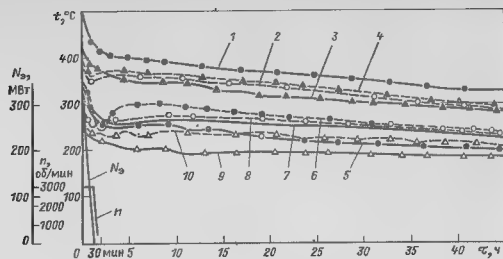


Рис. 13.7. Графики остывания РВД турбины К-300-240 после остановки турбины

1 — поверхность осевой расточки в сечении паровпуска; 2 — нижняя половина наружного цилиндра в сечении паровпуска; 3 — поверхность осевой расточки в сечении шестой ступени; 4 — наружный корпус в сечении шестой ступени; 5 — поверхность ротора на переднем лабиринтовом уплотнении в сечении второго отсоса пара; 6 — среда в камере второго отсоса переднего уплотнения; 7 — поверхность ротора в районе двенадцатой ступени; 8 — наружный корпус в сечении двенадцатой ступени; 9 — поверхность ротора в зоне заднего лабиринтового уплотнения в сечении камеры второго отсоса; 10 — среда в камере второго отсоса

На рис. 13.7 представлены экспериментальные графики остывания РВД турбины К-300-240 при остановке после длительной работы турбины на номинальной нагрузке. Продолжительность разгрузки от 300 МВт до отключения генератора от сети составила 58 мин, выбег — 26 мин. Непрерывное вращение роторов ВПУ продолжалось в течение 8 ч. За начало отсчета времени остывания металла ротора принято начало разгрузки. Как видно из графика, за время разгрузки температура наиболее интенсивно остывающими элементами ротора явились V—X (см. рис. 13.6), скорость остывания по которым составила 35—40° С. За время работы на валоповороте снижение температуры ротора происходило значительно медленнее и составляло по сечениям II—VIII около 6° С/ч, т. е. в этот период наиболее быстро остывала передняя часть ротора. Темп дальнейшего остывания РВД, замеренный в течение 45 ч, примерно одинаков и составляет 1—1,5° С/ч, причем наиболее медленно остывает зона последних ступеней (сечения X—XV).

Совместное рассмотрение температур ротора и корпуса ЦВД показало, что температура ротора в сечении паровпуска на номинальной нагрузке превышает температуру наружного корпуса на 100° С. Однако уже через 10 ч остывания эта разность сократилась до 30° С, в основном за счет замедления темпа охлаждения корпуса.

По сечениям переднего и заднего концевых уплотнений сравнение температур при остывании проводилось между

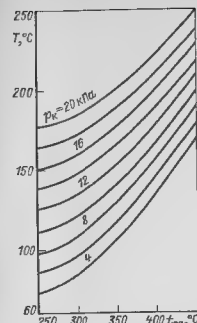
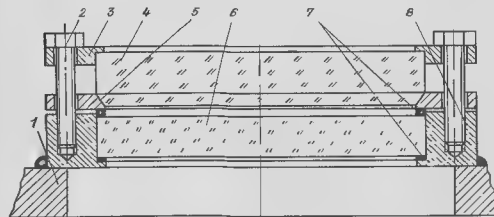


Рис. 13.8. Зависимость температуры пара в диафрагме последней ступени ЦНД от температуры пара, поступающего в ЦСД, и давления пара в конденсаторе при работе турбины К-800-240-3 на холостом ходу

Рис. 13.9. Конструкция смотрового окна, устанавливаемого в ЦНД
1 — корпус турбины; 2 — винт; 3 — фланец; 4 — защитное остекло; 5 — кольцо; 6 — смотровое стекло; 7 — прокладка; 8 — опра-
вка



поверхностью вала и паром в камерах отсосов. Исходное состояние сравниваемых элементов при номинальной нагрузке, а также темпы их остывания при разгрузке были практически одинаковыми. Через 2 ч остывания происходит как в одном, так и в другом сечении повышение температуры до 45° С. При дальнейшем остывании эта разность несколько снижается.

Полученные при испытаниях температурные поля РВД турбины К-300-240 в стационарных и нестационарных режимах, а также при остывании были использованы как при оценке надежности турбины при работе в стационарных режимах и пусках, так и для уточнения методики расчетов температурных полей роторов мощных паровых турбин.

С помощью термопар, установленных в проточной части ЦНД первой одновальной турбины мощностью 800 МВт, была получена зависимость температуры пара в сопловом аппарате последней ступени ЦНД (T) от температуры пара на входе

в ЦСД (1) и вакуума на выходе из ЦНД при работе турбины на холостом ходу (рис. 13.8). Эта зависимость используется при назначении режима работы турбины при длительном холостом ходе во время электрических испытаний генератора.

Во время режимных испытаний ЦНД турбин ЛМЗ использует кроме температурного контроля также смотровые окна, которые позволяют визуально оценивать состояние среды в зоне последних ступеней (рис. 13.9). Обычно устанавливается рядом два таких окна: через одно идет осмотр, а через другое производится освещение внутренних элементов ЦНД.

Наличие смотровых окон позволяет изучать причины появления избыточной влаги в выходных патрубках ЦНД турбины и разрабатывать способы ее устранения. Обширные испытания в этом направлении были проведены ЛМЗ и Донтеэнерго на одной из первых турбин К-800-240-3 Углеродской ГРЭС.

Во время этих испытаний были установлены следующие источники избыточной влаги в зоне последней ступени при пусках турбины и работе ее на холостом ходу.

1. Избыточные выписки в паросбросные устройства (ПСБУ) энерблока. При температуре пара за ПСБУ 80°С и закрытых конечных выписках конденсата в пароприемных устройствах конденсатора наблюдался поток крупнодисперсной влаги от пароприемных устройств в верхней части ЦНД с попаданием крупных капель на выходные кромки рабочих лопаток последних ступеней. Уменьшение выписок воды в ПСБУ и повышение температуры за ним до 115°С привело к исчезновению видимых капель воды и тумана во всех выходных патрубках, и их внутреннюю поверхность стали сухими.

2. Концевые уплотнения турбины. При температуре пара на концевые уплотнения ЦНД ниже 160°С наблюдался вынос струек и капель воды из конуса обоймы уплотнений в корневую зону последних ступеней в виде кольцевого циркулярного дула. При повышении температуры пара в коллекторе уплотняющего пара выше 160°С и поддержании ее в пределах 160–180°С влага из уплотнений не выделяется.

3. Выписки в пароприемном устройстве конденсатора. Испытания показали, что при пусках из холодного состояния их включать не надо. Частичное открытие задвижек на этих выписках необходимо при пусках из нестойкого и горячего состояний, когда температура пара после ПСБУ становится выше 140–160°С. В связи с этим в дальнейшем запорная арматура на этих выписках была заменена на регулировочную и было введено автоматическое управление конечными выписками в ППУ в зависимости от температурного состояния выхлопных патрубков ЦНД.

4. Сбросы воды от КЭН I и II ступеней в верхнюю часть конденсатора (выше уровня пароприемных устройств). С целью устранения влаги, поступающей к рабочим лопаткам последних ступеней, сбросы от КЭН (и все другие сбросы воды) были перенесены из верхней части конденсатора в нижнюю.

Температурные исследования проточных частей ЦНД паровых турбин 300, 500 и 800 МВт позволили исследовать работу ЦНД и их последних ступеней в малорасходных режимах и разработать как эффективные методы охлаждения ЦНД, так и мероприятия по снижению эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней.

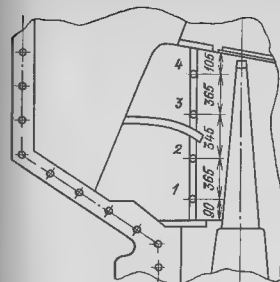


Рис. 13.10. Установка термогребенок за последними ступенями ЦНД.
1—4—номера термопар

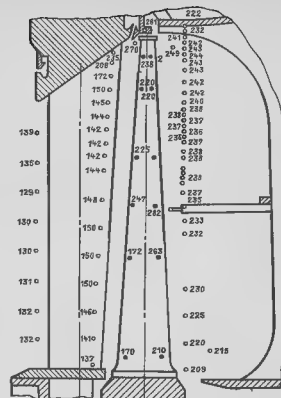


Рис. 13.11. Результаты измерений температур в рабочей лопатке последней ступени длиной 1200 мм экспериментального натурального ЦНД при работе на малорасходном режиме (частота вращения ротора 30 с⁻¹, давление в конденсаторе 7,85 кПа, расход пара 8,1 кг/с)
○ температура пара, ●—температура металла °С

В турбинах ЛМЗ с рабочими лопатками последних ступеней длиной 960 мм для охлаждения выходных патрубков и лопаток используется подсос пара и мелкодисперсной влаги из верхней части конденсатора к рабочим лопаткам в малорасходных режимах. Этот способ лучше применим другими заводами и фирмами водяного форсуночного охлаждения, так как позволяет исключить избыточную влагу в зоне последней ступени.

Для исследования температурного состояния паровых потоков в зоне последней ступени ЛМЗ применяются также специальные термогребенки, устанавливаемые за последней ступенью в двух взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 13.10).

С помощью такой термооснастки исследованы температурные поля в ЦНД турбин мощностью 300, 800 и 1200 МВт, и в их проточных частях на различных режимах и получены зависимости температур от расхода пара в ЦНД, от вакуума, частоты вращения и температуры пара перед ЦНД. Представляют значительный интерес температурные поля в рабочих лопатках последних ступеней (рис. 13.11).

13.3 ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ

В состав пусковой схемы блока кроме основных элементов пароводяного тракта тепловой схемы включают специальные устройства и трубопроводы, используемые только при пусках,

остановках и сбросах нагрузки. Характеристики и количество этих устройств зависят от конструктивных особенностей оборудования и в первую очередь котла и турбины. Пусковая схема обеспечивает ту или иную технологию растопки котла и пуска турбины.

Однობайпасные пусковые схемы. В СССР турбины ЛМЗ, как правило, устанавливают по однობайпасной схеме 블록ів с применением технологии пусков турбин паром скользящих параметров, при которой в процессе пуска после достижения определенных значений происходит постепенное нарастание расхода, давлений и температур свежего и вторично перегретого пара. Такая технология обеспечивает благоприятные условия прогрева турбины при пуске и способствует снижению пусковых потерь. К недостаткам однობайпасной схемы следует отнести ограниченный расход пара через промежуточный пароперегреватель котла и необходимость обеспечения системы промпрегрева в начальный период пуска турбины. Это часто ставит создателей котлоагрегата в затруднительное положение, и для ряда топлив оказывается сложным выбор места расположения и конструкции пароперегревателя котла.

На рис. 13.12 представлена упрощенная пусковая схема моноблока 300 МВт с прямоточным котлом. По условиям надежности температурного режима и гидродинамики парогенерирующий экран котла растопочный расход питательной воды должен быть не менее 30% номинального, а давление среды в экранях должно поддерживаться на уровне, близком к рабочему.

Для обеспечения режима пуска турбины паром скользящих параметров котел оснащен встроенным пусковым узлом, в состав которого входит встроенная задвижка (ВЗ), встроенный сепаратор (ВС) и трубопроводы с дроссельными клапанами подвода среды к ВС (Др-1), сброса влаги (Др-2) и отвода пара из ВС (Др-3).

В начале пуска ВЗ закрыта. Ее открывают после исчерпания пропускной способности пускового узла и достижения давления свежего пара, близкого к номинальному. С помощью клапана Др-1 поддерживается давление в паробразующих экранях котла. Регулирование сброса влаги из ВС клапаном Др-2 обычно ведут так, чтобы вместе с влагой отводилось и некоторое количество пара. При достижении температуры среды перед ВЗ 410° С закрытием клапана Др-2 осуществляется перевод котла на прямоточный режим. Клапан Др-3, так же как и ВЗ, при остановке блока закрывается, что позволяет обеспечить перегреватели и избежать скопления конденсата в нем.

При пуске блока после достижения в ВС определенного давления и степени сухости пароводяной смеси открытием

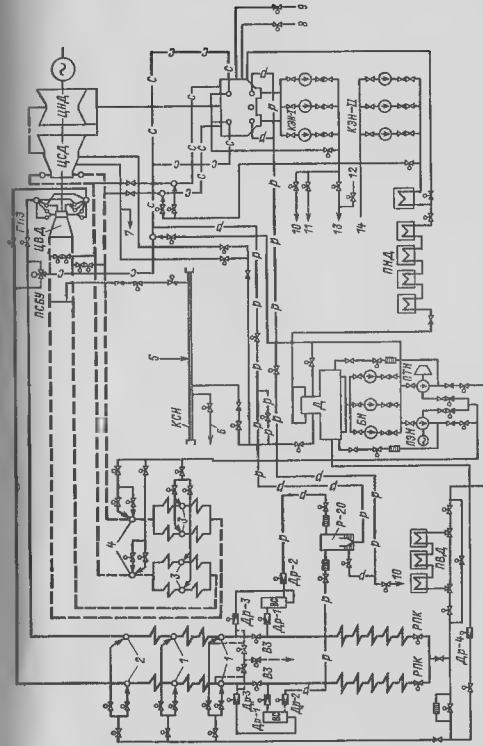


Рис. 13.12. Пусковая схема моноблока 300 МВт

[illegible]

клапана Др-3 осуществляют подключение пароперегревателя и прогрев паропроводов. Пароводяная смесь из ВС через Др-2 сбрасывается в растопочный расширитель Р-20. Для утилизации теплоты при пуске блока пар из Р-20 направляется в деаэратор. При пусках после ночных и кратковременных остановок до открытия клапана Др-3 в Р-20 выделяется пара больше, чем нужно для деаэратора. Избыточный пар по специальной линии сбрасывается в конденсатор. Загрязненная вода из Р-20 в начальный период пуска сбрасывается в циркуляционный водовод, а по достижении заданного качества — направляется в конденсатор.

В схеме предусмотрен байпас турбины (ПСБУ) для сброса свежего пара в обвод турбины в конденсатор при пуске блока или при сбросе нагрузки на турбине. При пуске блока сброс пара через ПСБУ производится до тех пор, пока температура свежего пара не достигнет значения, требуемого графиком пуска турбины. Для эффективного прогрева главных паропроводов отвод пара на ПСБУ должен осуществляться возможно ближе к главным паровым задвижкам (ГПЗ) или к стопорным клапанам турбины. Пропускная способность ПСБУ обычно принимается по режиму пуска энергоблока из горячего состояния, при котором температура свежего пара должна быть повышена до минимальной, а расход его равен расходу питательной воды. Такая же пропускная способность (около 30% номинальной) требуется от ПСБУ при сбросе нагрузки на турбине до холостого хода или до нагрузки собственных нужд.

Одноступенчатое байпасирование турбины со сбросом свежего пара непосредственно и пароприемные устройства конденсатора применено в СССР в качестве типового решения для всех энергоблоков мощностью 200, 300, 500, 800 и 1200 МВт. Такое схемное решение учитывалось при проектировании котлов этих энергоблоков. Поэтому их промежуточные перегреватели размещены в зоне пониженных температур газов. При этом допускается длительная работа этих котлов на режимах с нагрузкой 30% номинальной без охлаждения промежуточных перегревателей паром, т. е. при сбросах нагрузки или до подачи пара в турбину при пуске.

Для прогрева системы промежуточного перегрева и для ее обеспаривания в схеме предусмотрены специальные линии сброса пара из горячих паропроводов промежуточного перегрева в конденсатор, сбросные клапаны которых открываются автоматически при закрытии стопорных клапанов ЦСД.

Для прогрева системы промежуточного перегрева между главными паропроводами и холодными паропроводами промежуточного перегрева устанавливается специальная РОУ ограниченной паропроизводительности. В представленной на

рис. 13.12 типовой пусковой схеме моноблока 300 МВт для прогрева системы промпрегрева при отсутствии РОУ для пусков из холодного состояния подается пар от растопочного расширителя или применяется так называемый совмещенный прогрев, при котором подается пар в ЦВД, систему промпрегрева и по сбросным линиям — в конденсатор; турбина при этом работает на частоте вращения 800 об/мин при беспаренных ЦСД и ЦНД. Этот способ имеет ряд недостатков и применяется на ограниченном числе блоков 300 МВт.

При пуске энергоблока, работающего с однобайпасной пусковой схемой, принята следующая технология пусков турбин.

Пуск из холодного состояния. По этому режиму турбина пускается, если температура нижней половины ЦВД в зоне паровпуска ниже 150° С.

После включения в работу валоповоротного устройства, подачи пара на уплотнения и наборы вакуума производится растопка котла со сбросом свежего пара через ПСБУ в конденсатор турбины. При этом прогреваются главные паропроводы, а при открытии байпасов ГПЗ — стопорные клапаны ЦВД и перепускные трубы от них к регулирующим клапанам.

Путем открытия РОУ производится прогрев системы промпрегрева с отводом пара через сбросные клапаны ЦСД в конденсатор. При этом производится также прогрев ЦВД и перепускных труб от регулирующих клапанов до ЦВД.

После завершения прогрева трубопроводов свежего пара, системы промпрегрева, перепускных труб ЦВД, ЦВД, стопорных и регулирующих клапанов производится пуск турбины по графику пуска из холодного состояния (рис. 13.13, а). Для улучшения условий прогрева цилиндров и управления относительными удлинениями роторов включается в работу система обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

После выполнения проверок работы систем турбины на холостом ходу производится синхронизация турбогенератора, включение его в сеть и нагружение турбины согласно графику пуска.

Пуски из неостывшего и горячего состояний. В зависимости от теплового состояния турбины режимы пуска подразделяются на следующие виды: из неостывшего состояния, из горячего состояния и после кратковременной остановки.

Подготовка к пуску турбины и вспомогательного оборудования производится так же, как и при пуске из холодного состояния. Перед пуском турбины производится прогрев корпусов стопорных клапанов, если их температура более чем на 50° С ниже температуры металла паровпуска ЦВД. Прогрев стопорных клапанов и перепускных труб между стопорными и регулирующими клапанами производится при достижении температуры пара перед ГПЗ на 80° С выше температуры

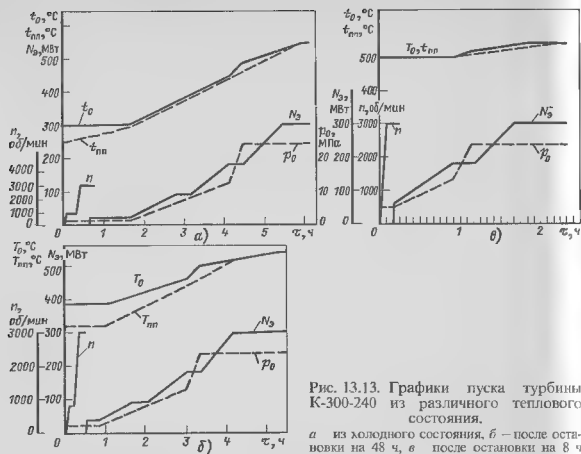


Рис. 13.13. Графики пуска турбины К-300-240 из различного теплового состояния.

а из холодного состояния, б — после останова на 48 ч, в — после останова на 8 ч

корпусов стопорных клапанов открытием байпасов ГПЗ и дренажей пароперепускных труб. Регулирующие клапаны при этом закрыты. При пусках из горячего состояния прогрев стопорных клапанов и пароперепускных труб не производится.

Температура свежего пара до подачи в турбину должна быть на 80–100°С выше температуры металла паровпуска ЦВД, но не выше номинальной.

Прогрев системы промпрегрева производится при всех пусках после простоев более 8 ч. Этот прогрев заканчивается при выравнивании температур металла трубопровода горячего промпрегрева перед стопорными клапанами ЦСД и корпуса ЦСД в зоне паровпуска и превышении к концу прогрева температуры пара перед стопорными клапанами ЦСД над температурой металла корпуса ЦСД в зоне паровпуска на 70°С.

После завершения прогрева трубопроводов, достижения пусковых параметров свежего пара и пара промпрегрева, требуемых графиками пуска, система промпрегрева обеспаривается. После проверки отсутствия искривления вала при давлении в конденсаторе не более 8 кПа приступают к пуску турбины подачей пара в ЦВД и ЦСД. Набор частоты вращения и нагружение турбины производится согласно графику пуска. Работа турбины на холостом ходу ограничивается.

Первоначальная нагрузка турбины после включения генератора в сеть при пусках из неостывшего и горячего состояний определяется температурой пара в камере регулирующей ступени: при правильно выбранной первоначальной нагрузке температура пара в регулирующей ступени не должна снижаться, для того чтобы не было расколаживания ЦВД. Нагружение турбины до выхода котла на прямоточный режим производится на скользких параметрах пара с постепенным повышением давления и температуры свежего пара и пара промпрегрева.

Принципиальная пусковая схема, предназначенная для моноблоков с паровыми турбинами типа К-800-240, выполнена однобайпасной с одним ПСБУ и одним пускосбросным устройством собственных нужд (ПСБУ СН) (рис. 13.14). Схема рассчитана на применение сепараторных режимов пуска блока и растопки котла из любых тепловых состояний, на удержание блока в работе при сбросах нагрузки до собственных нужд или холостого хода.

Встроенные в тракт котла сепараторы с дроссельными устройствами предназначены для получения пара скользких параметров при пусках турбины из различных тепловых состояний. Встроенные сепараторы рассчитаны на пропуск 30% номинального расхода среды. Из встроенных сепараторов пароводяная смесь поступает в растопочный расширитель Р-20 с давлением 2 МПа. В начальный период пуска загрязненная вода из расширителя сбрасывается в циркуляционные водоводы, а при достижении требуемого качества конденсата схема переключается на подачу воды в водопрямный коллектор конденсатора. Пар из расширителя может направляться в коллектор собственных нужд блока, непосредственно в паровой коллектор деаэраторов, а также может сбрасываться в конденсатор.

При пусках и остановах блока, сбросах нагрузки и холостом ходе, когда паропроизводительность котла превышает расход пара через турбину, пар из паропровода свежего пара через ПСБУ сбрасывается в конденсатор. Пропускная способность ПСБУ 375 т/ч при расчетных параметрах пара 15,7/0,98 МПа и 560°С.

ПСБУ СН такой же пропускной способности, рассчитано на давление пара за ним 3,92 МПа. Пар из паропровода свежего пара через ПСБУ СН (рис. 13.14) и дроссельные шайбы Ш-1 и Ш-2 подводится в коллектор собственных нужд для питания деаэраторов, уплотнения основной и вспомогательных турбин, калориферов, турбоприводов питательных насосов и других потребителей. Избыточное количество пара, пропускаемое ПСБУ СН, сбрасывается в конденсатор из участка паропровода между шайбами Ш-1 и Ш-2 по сбросному трубопроводу, на котором установлены задвижка, регулирующей клапан и впрыскивающий парохладитель. Суммарная пропускная способность ПСБУ и ПСБУ СН соответствует производительности котла после сброса нагрузки турбины до

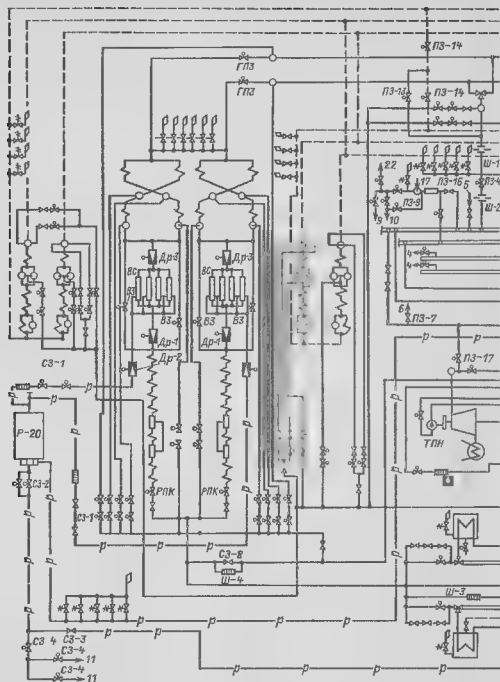
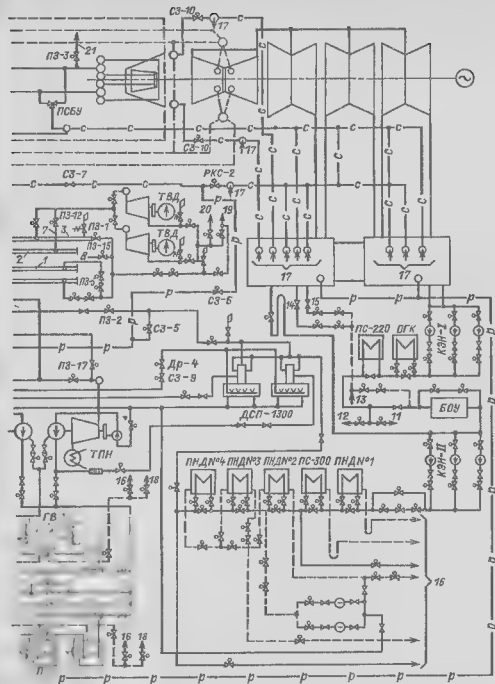


Рис. 13 14. Типовая пусковая схема моноблока 800 МВт с котлом ТГМ-240 и турбиной К-800 240-3

1 коллектор 1,05 МПа и 250°С, 2 коллектор 1,05 МПа, 400°С, 3—коллектор собственных нужд, 4 на мазутное хозяйство, 5 из IV отбора турбины, 6 из III отбора турбины, 7 к турбовоздуховодке котла (ТВД), 8—на мазутные форсунки 9 на уплотнения ЦВД и ЦСД, 10 на уплотнения ЦНД, 11 в циркуляционные

холостого хода и снижения давления пара перед ней до 16 17 МПа. Температура пара, сбрасываемого в пароприемные устройства конденсатора, не должна превышать 200°С. Для обеспечения этого требования на выпуск ПСБУ и ПСБУ СН подается вода от промежуточных ступеней питательных



водоводы, 12—в бак горячего конденсата (БГК), 13 от насосов бака запаса конденсата (БЗК), 14 нормальная подпитка, 15—аварийная подпитка, 16 в конденсатор 17—выпуск конденсата от КЭН-11, 18—в деаэрактор, 19 на калориферы, 20 на ПВД, 2, 21—на обогрев фланцев и штекер ЦВД и ЦСД, 22—на эжекторы и уплотнения приводных турбин ТПН и ТВД

насосов. Кроме того, пар после РКС и непосредственно в пароприемных устройствах конденсатора дополнительно увлажняется водой от КЭН II ступени. ПСБУ СН предназначено также и для прогрева системы промежуточного перегрева путем подачи пара после парохладителя ПСБУ СН

в трубопроводы холодного промпрегрева через отчающие блокированные задвижки.

В пусковой схеме предусмотрены специальные сбросные клапаны для сброса пара из трубопроводов горячего промпрегрева перед стопорными клапанами ЦСД в конденсатор, за счет чего производится необходимый прогрев всего тракта промпрегрева и обеспаривание его при сбросах нагрузки.

Автоматическое включение ПСБУ и ПСБУ СН производится при срабатывании любой из защит, переводящих котел на растопочную нагрузку вследствие отклонения турбины или перевода на холостой ход. При повышении давления первичного пара в паропроводе, подводящем пар к ПСБУ до 24,9 МПа, также происходит его автоматическое включение. Действие блокировок при автоматических включениях и отключениях ПСБУ и ПСБУ СН в данной схеме не рассматривается.

Проверку готовности ПСБУ и ПСБУ СН необходимо производить перед каждой растопкой котла до его заполнения водой, при этом убедиться, что вентили на подводе воды на вырсы закрыты, что грузы на предохранительных клапанах сбросного трубопровода ПСБУ СН и коллектора собственных нужд блока установлены в отрегулированных местах и сами клапаны в исправном состоянии, что в паропроводах свежего пара отсутствует давление, что включены все контрольно-измерительные приборы и подано напряжение на приводы пускосбросных устройств, что паровые и водяные клапаны ПСБУ и ПСБУ СН свободно перемещаются при дистанционном воздействии на их привод с блочного щита управления, что действия защит и блокировок пускосбросных устройств соответствуют требованиям специальных инструкций.

Во время работы блока следят за положением регулирующих клапанов и вентилей на вырсах. Они должны быть закрыты при закрытых паровых клапанах.

Предохранительные клапаны сбросного паропровода ПСБУ СН и коллектора собственных нужд блока настроены на срабатывание при давлении 2,26 МПа. Настройку предохранительных клапанов следует производить после монтажа, ремонта и с периодичностью не реже 1 раза в 6 мес.

Предохранительные клапаны ПСБУ настраиваются путем подачи пара от постороннего источника при установленной временной заглушке со стороны сбросного трубопровода, которая после настройки клапана должна быть удалена.

Пускосбросные устройства должны включаться в работу автоматически, а в случае отказа автоматики, защит или блокировок их функции должен взять на себя оператор.

Графики пуска турбины К-800-240 представлены на рис. 13.15.

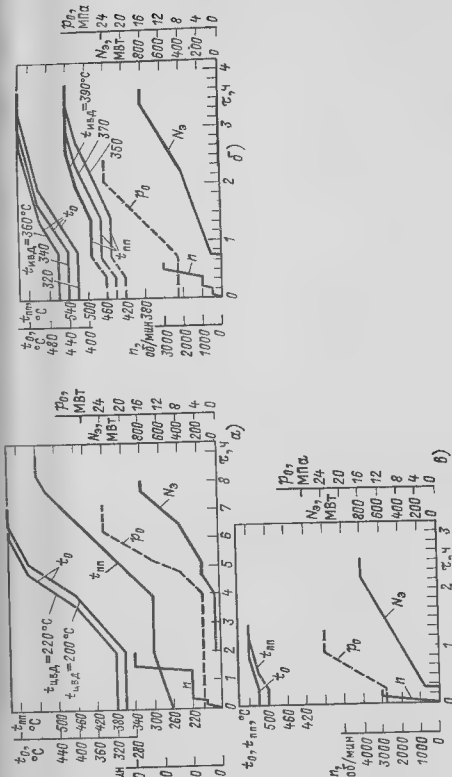


Рис. 13.15. Графики пуска турбины К-800-240-3 при различных исходных температурах металла ЦВД и ЦСД: а — из холодного состояния, б — после останова на 32—46 ч, в — после останова, г — после останова, до 5 ч

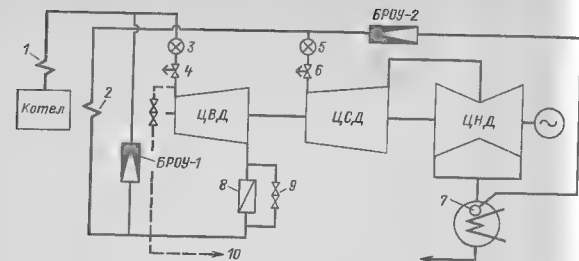


Рис. 13.16. Двухбайпасная пусковая схема блока.

1 и 2 — основной и промежуточный перегреватели котла, 3 и 4 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД, 5 и 6 — стопорный и регулирующий клапаны ЦСД, 7 — пароприемное устройство, конденсатора, 8 и 9 — обратные клапаны и их байпасы, 10 — дренажи паропропускных труб

Двухбайпасные пусковые схемы. В связи с запросами зарубежных заказчиков турбины мощностью 200, 300 и 500 МВт ЛМЗ должны были устанавливаться в энергоблоках с котлами иностранных фирм, которые требовали при пусках большого расхода пара через промперегреватель в процессе растопки котла и работы его на частичных нагрузках. Схема такого блока получила название двухбайпасной, так как включает байпас ЦВД в виде линий, соединяющих главные паропроводы с паропроводами холодной части промежуточного перегрева, с установкой на них БРОУ-1, и байпас ЦСД — ЦНД турбины в виде линий, соединяющих горячие паропроводы системы промперегрева с конденсатором, с установкой на них БРОУ-2 (рис. 13.16). Производительность БРОУ-1 часто достигает 100%, и клапаны ее при этом могут выполнять роль предохранительных клапанов свежего пара котла.

Такая схема обладает одним бесспорным преимуществом: при пусках блока из любого теплового состояния растопка котла на конденсатор турбины производится в обход турбины и обеспечивает получение практически любых параметров свежего пара и пара промперегрева, которые требуются для пусков турбины. С тем чтобы исключить взаимодействие растопочного пара промперегрева на ЦВД и РВД турбины, за ЦВД устанавливаются обратные клапаны. Растопка котла на конденсатор производится при достижении в конденсаторе определенного вакуума и при работе турбины в режиме валоповорота. В связи с наличием в системе промперегрева большого количества пара и невозможностью отключения

ной системы в момент пуска турбины (так как промперегреватель котла находится в зоне высоких температур) потребовалась разработка новой технологии пуска турбины — подачи пара не в ЦВД, а в ЦСД. При этом ЦВД при пуске частоты вращения и в процессе частичного нагружения находится в так называемом беспаровом режиме и подключается в работу только по достижении определенной нагрузки, зависящей от теплового состояния ЦВД и составляющей от 15 до 30% номинальной нагрузки турбины.

В начальный период постановки задачи о работе ЦВД турбины в беспаровом режиме отсутствовали данные о нагреве проточной части турбин при работе в беспаровом режиме, а также были неясны способы и возможности длительной работы в таком режиме. Поэтому длительность беспарового режима жестко ограничивалась заводскими инструкциями: допустимое время работы составляло несколько минут.

С целью изучения процесса нагрева проточной части ЦВД турбин были разработаны специальные термомпары для контроля за температурой пара и металла и методика таких измерений. При этом обеспечивалась возможность контроля температуры пара по ступеням с помощью специальных малоинерционных термомпар, горячие спай которых устанавливались непосредственно в каналы диафрагм. Термомпары по металлу устанавливались на направляющих лопатках, на теле и на ободе диафрагм. При этом была разработана надежная схема вывода таких термомпар из проточной части ЦВД, обеспечивающая длительный контроль и работу термомпар в процессе испытаний и эксплуатации турбины.

Первые измерения производились во время режимных испытаний турбин К-200-130-1 Прибалтийской ГРЭС. Эти испытания показали, что нагрев ступеней зависит от давления пара в ЦВД, т. е. от его плотности. При разном давлении были получены допустимые времена работы этого ЦВД в беспаровом режиме. К моменту потребности в таких схемах был накоплен некоторый опыт по работе ЦВД турбин других мощностей и параметров в беспаровом режиме. Это позволило разработать технологию такого режима. Возможность длительной работы ЦВД турбин на рабочей частоте вращения в беспаровом режиме может обеспечиваться двумя путями: созданием в ЦВД вакуума или расхода охлаждающего пара. Первый путь получил наименование вакуумного режима работы ЦВД, второй — работы с противотоком. Для возможности работы ЦВД в таких режимах потребовались следующие дополнения к пусковым схемам: во-первых, создание линий, соединяющих ЦВД с конденсатором, и, во-вторых, установка байпасов на обратных клапанах, расположенных за ЦВД (см. рис. 13.16). Наличие этих элементов позволяет создать в ЦВД

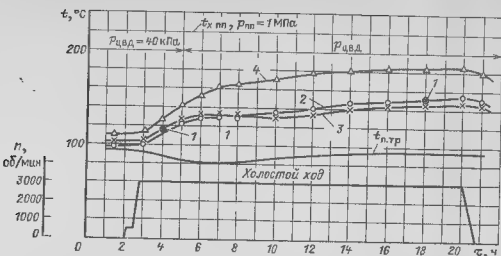


Рис. 13.17. Температурное состояние ЦВД турбины К-300-240 при длительной работе на холостом ходу под вакуумом.
1 — температура пара в камере регулирующей ступени, 2, 3, 4 — температура пара в III, VI и IX ступенях, $t_{н.тр}$ — температура переносных труб, $t_{н.тр}$ — температура пара в паропроводах холодного промпрегрева

вакуумный или противоточный режим при длительной работе турбины на холостом ходу для электрических испытаний генератора, а также при пусках или при сбросах нагрузки.

Так, например, при работе ЦВД турбины типа К-300-240 в ЦВД создавалось давление 20–40 КПа. При электрических испытаниях генератора турбина длительно (около 17 ч) работала на холостом ходу. Изменения температур по проточной части носили довольно плавный характер (рис. 13.17). Температура пара в регулирующей, III и VI ступенях к концу длительной работы в беспаровом режиме повысилась примерно на 50°С и достигла 150–155°С, а в IX ступени — на 75°С и достигла 185°С.

На рис. 13.18 показано изменение температур в ЦВД турбины типа К-300-240 при работе в противоточном режиме. Из анализа данных по изменению температур в проточной части ЦВД следовало, что оба режима обеспечивают надежную работу ЦВД во время всего периода отключения. Применение каждого из них должно соответствовать решаемой в процессе пуска задаче. Например, при необходимости сохранить температурное состояние ЦВД на определенном уровне следует применять вакуумный режим работы, и наоборот, при необходимости повысить температуры в ЦВД можно применить противоточный режим работы. Возможности применения противоточного режима ограничиваются работой БРОУ-1, так как при пусках горячей турбины на противоток можно подавать пар только с температурой, превышающей температуру металла ЦВД и РВД, а она ограничена условиями работы БРОУ-1, т. е. температурой пара за ним.

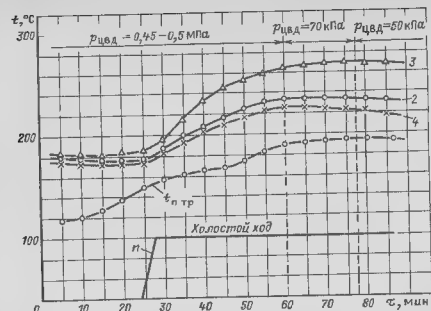


Рис. 13.18. Изменение температур в ЦВД турбины К-300-240 при работе на холостом ходу под противотоком при $p_{пп} = 1$ МПа, $t_{н.пп} = 220^\circ\text{C}$ (обозначения см. в подписи к рис. 13.17)

Создание двухбайпасных пусковых схем и обеспечение возможности новой технологии пуска турбин потребовали также изменений в системе автоматического регулирования турбины (САР). При этом была введена так называемая перестройка САР, которая обеспечивает уверенное отключение или подключение ЦВД в необходимый момент пуска или при сбросе нагрузки при достижении определенного значения управляющего давления в системе регулирования турбины.

Во избежание ошибочных действий персонала при работе ЦВД в беспаровом режиме, которые могут привести к перегреву элементов РВД и ЦВД, в турбинах для двухбайпасных схем введена защита по беспаровому режиму. В этой защите в качестве импульса берутся показания термодар, измеряющих температуру пара в ЦВД. При превышении определенной температуры пара эта защита воздействует на автоматические стопорные клапаны отключает турбину.

При отработке режимов пуска турбин в двухбайпасных пусковых схемах решались также следующие важные вопросы.

1. Выбор давления в системе промпрегрева С одной стороны, эта величина задается и определяется конструкцией котла, с другой — обеспечивается соотношением открытия БРОУ-1 и БРОУ-2, с третьей — определяет возможности прогрева ЦВД при противотоке и момент включения ЦВД в работу. Испытаниями было установлено, что оптимальным давлением для различных видов пусков для ЦВД с петлевой схемой потока основного пара является давление от 0,5 до 1,2 МПа.

2. Выбор мощности, при которой необходимо включать в работу ЦВД. Так как ЦВД включается в работу автоматически и в течение короткого

времени, а расход пара на турбину в этот момент уже составляет 15—30% номинального, то неправильный выбор мощности может привести либо к высоким скоростям прогрева ЦВД и РВД, либо к их недопустимому расхолаживанию. Результаты испытаний позволили выбрать соответствующие критерии оптимального подключения ЦВД. Определяющим при этом является выбор такой мощности при подключении, при которой температура пара в камере регулирующей ступени турбины незначительно отличается от температуры металла ЦВД в этой зоне.

3. Выбор мощности турбины в период после включения в работу ЦВД. Испытания показали, что если после включения ЦВД недостаточно загружен по пару, то по проточной части в зоне последних ступеней начинается интенсивный рост температур пара, который может привести к отклонению ЦВД защитой по беспаровому режиму. Если наблюдается такой рост температур на последних ступенях, необходимо повысить нагрузку и расход пара через ЦВД: тогда в ЦВД устанавливается нормальный процесс расширения пара по проточной части.

4. Наладка совместной работы котла и турбины в режимах пуска, останова и при сбросах и набросах электрической нагрузки. Необходимость такой наладки связана с особенностями котлов, турбин и элементов пусковой схемы.

В итоге пусконаладочных работ и испытаний были получены следующие преимущества двухбайпасной схемы с точки зрения повышения маневренности турбин и энергоблоков:

возможность качественного прогрева системы промпрегрева: паропроводов холодных и горячих линий и самого промпрегревателя;

быстрое и надежное получение параметров и расхода свежего пара и пара после промежуточного перегрева при пусках турбины из любого теплового состояния;

возможность качественного прогрева ЦВД и РВД при пусках холодной и неостывшей турбины за счет создания противотокового потока пара путем открытия байпасов обратных клапанов при наличии высокого давления пара в системе промпрегрева в период работы турбины в режиме валоповорота или на частотах вращения вплоть до номинальных;

улучшение условия прогрева перепускных труб, стопорных клапанов, ЦСД и РСД за счет повышенного расхода пара через них при пусках турбины подачей пара в ЦСД;

улучшение условий работы последних ступеней ЦВД за счет повышенного расхода пара при работе турбины с отключенным ЦВД, что особенно важно в период работы турбины на малорасходных режимах. Это обстоятельство как способствует снижению температуры пара на последних ступенях, так и уменьшает подсос влаги и, следовательно, снижает эрозию выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней;

исключение практически полностью проблемы возникновения термических напряжений в РВД и ЦВД при сбросах нагрузки, так как при выходе на холостой ход или на нагрузку собственных нужд ЦВД выключается из работы;

улучшение условий работы системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД, так как появляется источник пара высокой температуры и незначительного давления — паропроводы горячих линий системы промпрегрева.

Ниже приводится описание последовательности пуска из холодного состояния турбин, установленных в двухбайпасной схеме.

1) турбина подготавливается к пуску блока в соответствии с инструкцией по эксплуатации;

2) растапливается котел и образующийся растопочный пар через БРОУ-1 и БРОУ-2 направляется в конденсатор турбины до получения пара «толчковых» параметров (рис. 13.19). Необходимо следить за тем, чтобы температура пара за БРОУ-2 была не выше 200° С и не ниже 160° С, а вакуум не хуже 73 кПа (550 мм рт. ст.);

3) открываются дренажи или специальные паропроводы, соединяющие ЦВД с конденсатором турбины;

4) после достижения температурой пара значения, превышающего на 80° С температуру металла стопорных клапанов ЦВД, путем открытия байпасов ГПЗ при открытых стопорных клапанах плавно прогреваются (одновременно с растопкой котла) перепускные трубы ЦВД до 250° С и коробки стопорных клапанов до 200° С;

5) после достижения температурой пара после промпрегрева значения, на 80° С превышающего температуру стопорных клапанов ЦСД, открытием стопорных клапанов ЦСД прогреваются перепускные трубы ЦСД до 180° С;

6) после достижения в холодных линиях промпрегрева температуры 190° С путем постепенного открытия байпасов обратных клапанов за ЦВД и плавного повышения давления в ЦВД, прогревают противотоком ЦВД до 140° С и перепускные трубы от регулирующих клапанов ЦВД до ЦВД до 150° С;

7) после достижения устойчивых «толковых» параметров пара перед турбиной открытием регулирующих клапанов ЦСД начинают набор частоты вращения согласно графику пуска. При $n = 17 \div 20$ с⁻¹ байпасы обратных клапанов закрывают и в ЦВД устанавливается вакуум. Частоту вращения валопровода повышают до 50 с⁻¹. Прогрев на холостом ходу производится в течение 25 30 мин ЦВД при этом находится в беспаровом режиме под вакуумом. Необходимо следить за состоянием ЦВД по температуре и давлению пара в камере регулирующей ступени и на выходе ЦВД. Защита по беспаровому режиму ЦВД должна быть включена;

8) убедившись в нормальной работе турбины, проводят синхронизацию генератора и включают его в сеть, набирают нагрузку 10...20 МВт и прогревают ЦСД на этой нагрузке. При этом необходимо следить за наличием вакуума в ЦВД;

9) поднимают нагрузку до 15 20%, при этом производят перестройку регулирующих клапанов и включают ЦВД в работу с нормальным потоком пара

Технология ка турбины из неостывшего (горячего) состояния следующая (рис. 13.19, б).

1) подготовив турбину и турбоустановку к пуску энергоблока в со-

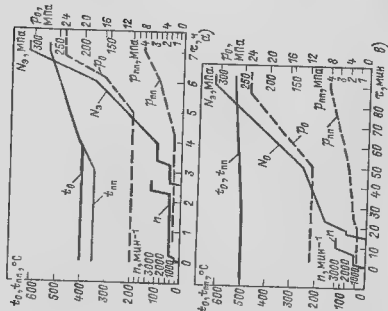


Рис. 13.19. Графики пуска турбины при двухбайпасной схеме.

а — из холодного состояния (температура металла $t_{\text{м}} \approx 310^\circ \text{C}$), б — из горячего состояния ($t_{\text{м}} \approx 400^\circ \text{C}$), в — из неостывшего состояния ($t_{\text{м}} \approx 420^\circ \text{C}$), г — после кратковременной остановки ($t_{\text{м}} \approx 420^\circ \text{C}$).

отвечивают с инструкцией, растапливают котел, сбрасывая пар через БРОУ-1 и БРОУ-2 в конденсатор с целью получения необходимых «толчковых» параметров. При этом нужно следить за тем, чтобы температура за БРОУ-2 была не выше 200°C , а вакуум не хуже 73 кПа (550 мм рт. ст.);

2) открывают дренажи, стопорные клапаны ЦВД и ЦСД и плавню прогревают перепускные трубы от стопорных до регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД открытием байпасов ГПЗ;

3) проверяют, что в ЦВД турбины вакуум и защита по беспаровому режиму ЦВД введены в работу;

4) производят перестройку регулирующих клапанов ЦСД на режим пуска (опережающее открытие) и после достижения устойчивых «толчковых» параметров пара перед турбиной открытием регулирующих клапанов ЦСД набирают частоту вращения валопровода до 50 с^{-1} в соответствии с графиком пуска. При этом следят за наличием вакуума в ЦВД и за состоянием ЦВД по температуре и давлению в камере регулирующей ступени, в проточной части и на выходе ЦВД;

5) убедившись в нормальной работе турбины на холостом ходу, проводят синхронизацию генератора и включают его в сеть. Набирают нагрузку $10-20 \text{ МВт}$ и выдерживают турбину на этой нагрузке, согласно графику пуска, для прогрева остывших элементов турбины, удерживая ЦВД на этом режиме под вакуумом;

6) поднимают нагрузку до $25-30\%$ путем открытия регулирующих клапанов ЦСД в нормальное положение (параллельное открытие с регулируемыми клапанами ЦВД). При нагружении ЦВД подключается в работу на нормальный проток пара;

7) дальнейшее нагружение турбины производится согласно графику пуска открытием регулирующих клапанов турбины и повышением параметров и расхода пара котла.

Приведенная выше технология пуска турбин в двухбайпасных пусковых схемах, разработанная ЛМЗ, применяется уже более 15 лет на турбинах, поставленных для зарубежных блоков мощностью $200, 300$ и 500 МВт с котлами различных зарубежных фирм.

Конструктивные мероприятия по обеспечению высокой маневренности турбин. Для обеспечения все возрастающих требований к маневренности мощных паровых турбин, наряду с описанной выше методикой расчетных исследований температурных полей, удлинений, зазоров и температурных напряжений в элементах турбин при переходных режимах, а также совершенствованием тепловых и пусковых схем турбин и энергоблоков, ЛМЗ проводит непрерывное совершенствование конструкций турбин для возможности осуществления их быстрых и надежных пусков из различных тепловых состояний и других режимов маневрирования. При этом в длительной эксплуатации проверены и широко применяются следующие конструктивные решения:

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
ВАЛОПРОВОДОВ ТУРБИН14.1 ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ В ПРОЦЕССЕ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ И МОНТАЖА ТУРБИН

двухстенные конструкции ЦВД и ЦСД;
узки фланцы горизонтального разъема ЦВД и ЦСД;
симметричные паровпуск ЦВД и ЦСД;
дополнительный обогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД,
управление относительными удлинениями роторов за счет
поддачи пара соответствующей температуры на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД;

устранение насадных втулок в зоне концевых уплотнений РВД и концентраторов в виде тепловых канавок и малых радиусов галтелей на роторах;

переход от конструкции РСД с думмисом (разгрузочным поршнем) к симметричным РСД в турбинах мощностью 500 и 800 МВт;

обеспечение приемлемого уровня температур в ЦНД за счет применения специальной конструкции и использования мест расположения пароприемных устройств в конденсаторах; снижение эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней при пусках турбин путем соответствующей организации сбросов воды в конденсатор и автоматического управления расходом воды на впрыски в пароприемные устройства конденсаторов в зависимости от температурного состояния ЦНД;

совершенствование системы дренажей паропроводов, клапанов и цилиндров турбин;

улучшение условий тепловых расширений турбин в осевом направлении за счет выравнивания нагрузок на лапы цилиндров при монтаже паропроводов, а также путем снижения трения опорных поверхностей скользящие корпусов подшипников применением специальных разгружающих устройств, смазывающих паст и пластмассовых прослоек.

В заключение необходимо отметить, что проведенные ЛМЗ исследования и конструкторские разработки позволили создать научно обоснованные и проверенные практикой методы обеспечения высокой маневренности мощных паровых турбин, позволяющие надежно эксплуатировать турбины в различных пусковых схемах с котлами разных типов и надежно назначать практически все необходимые режимы работы турбин и блоков: пуски из различных тепловых состояний, остановки, сбросы электрической нагрузки, работу на холостом ходу и с различной нагрузкой.

Турбины СКД обычно работают в базовом режиме с числом пусковых пусков и остановок до 50 в год (остановки на выходные дни). При необходимости они достаточно быстро и надежно пускаются и после более коротких остановок. Пуски из холодного состояния бывают сравнительно редки, так как они обычно проводятся после монтажа или ремонта оборудования.

Вибрация стационарных и роторных турбинных элементов представляет собой их периодическое движение, происходящее в результате действия циклических возмущающих сил, возникающих при работе турбоагрегата. Вибрация является нежелательным, подлежащим строгому нормированию явлением, так как она приводит к износу уплотнений, уменьшает срок службы баббитовой заливки подшипников, крепежа стационарных элементов, первичной приборной оснастки, увеличивает звукоизлучение работающего агрегата, может вызвать просадки фундамента за счет виброуплотнения грунта, сокращает межремонтный период. В отдельных, наиболее неблагоприятных случаях вибрация может привести к ограничениям по режимам работы агрегата вплоть до его разгрузки и остановки. Таким образом, вибрационное состояние агрегата является интегральной характеристикой качества его изготовления, монтажа и эксплуатации, а также одним из показателей его надежности, экономичности и конкурентоспособности.

Поскольку интенсивность вибрации зависит от возмущающих сил и таких свойств колеблющейся системы как масса, жесткость, демпфирование, то виброналадка есть целенаправленное воздействие либо на возмущающие силы, либо на указанные свойства системы. Выбор того или иного средства наладки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями.

Существуют две основные группы мероприятий по обеспечению вибрационной надежности: первая группа — технологические мероприятия, выполняемые на заводе-изготовителе, вторая — виброналадочные работы на электростанциях, проводимые в случае необходимости после завершения монтажа или во время ремонта агрегата.

Одной из причин появления вибрации валопроводов является технологическая несбалансированность роторов. Под этим термином подразумевается наличие постоянного сосредоточенного или распределенного по длине ротора дисбаланса, т. е. смещения вращающихся масс относительно оси вращения, возникшего при изготовлении роторов и их соединении. Центробежные силы, вызванные дисбалансом, передаются через цапфы роторов на опоры, вызывая их колебания,

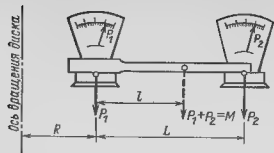


Рис. 14.1. Схема прибора для статической развески лопаток

амплитуда которых зависит как от дисбаланса, так и от динамических свойств (массы, жесткости) роторов и опор.

Основным средством снижения дисбаланса в условиях изготовления является балансировка роторов во всем рабочем диапазоне частот вращения включая номинальную. Однако для повышения эффективности и снижения трудоемкости этой операции на заводе выполняется ряд рассматриваемых ниже технологических мероприятий, направленных на снижение исходного дисбаланса элементов изготавливаемого ротора. Многие из этих операций могут выполняться и при ремонтах турбин.

Развеска рабочих лопаток. Развешиванию на пружинных стрелочных весах второго класса точности подлежат лопатки с длиной рабочей части от 90 до 240 мм, пакеты лопаток регулирующих ступеней и лопатки с Т-образным хвостовиком с длиной рабочей части до 300 мм. Точность развески до 5 г, допустимый развес между противоположными лопатками (пакетами) 50 г, остаточный дисбаланс 0,01 кг·м. Остальные лопатки взвешиваются на приборе ПКТЛ-1200000, определяющем статический момент, т. е. дисбаланс, создаваемый одной лопаткой (г·см). В условиях ремонта лопатки можно развесить на двух пружинных весах (см. рис. 14.1). Центробежная сила, создаваемая каждой лопаткой при вращении с частотой ω , имеет вид $F_n = -M(R+l)\omega^2$, где $M(R+l) = S$, т. е. подлежащий определению статический момент, равный, согласно схеме и обозначениям на рис 14.1, $S = (P_2 + P_1)R + P_2L$.

Далее, лопатки распределяются по диску так, чтобы остаточный баланс (статический момент) не превышал следующих значений:

Длина рабочей части лопатки, мм	240	400	401	600	601	800	Свыше 800
Допускаемый дисбаланс, кг·м		0,012	0,018	0,025	0,030		

Статическая балансировка дисков. Операция производится в заводских условиях. Диск устанавливается на оправках, и последовательным подвешиванием калибровочных грузов (до поворота диска) определяется место дисбаланса, который устраняется снятием металла со специально предусмотренного пояса на полоте диска. Максимально допустимый остаточный дисбаланс 0,015 кг·м.

Проточка ротора. Проточка ротора до сборки осуществляется на токарном станке. Эллипсность шеек не более 0,01 мм, бой посадочных мест дисков, уплотнительных втулок и полумуфт не более 0,02 мм

После сборки протачиваются банджи венцов и контрольные поверхности полумуфт. Максимальный бой 0,02 мм относительно шеек

Сборка насадных элементов. Во избежание прогиба ротора горячая посадка всех насадных элементов производится при вертикальном положении ротора, при этом насадные элементы нагреваются до температуры 250° С, ротор охлаждается воздухом. Обеспечиваются нагибы по дискам, равные примерно 0,002 диаметра посадки, исключаяющие освобождение дисков до частоты вращения 3600 мин⁻¹.

Высокочастотная балансировка роторов. Высокочастотная балансировка выполняется для роторов всех типов турбин на разгонно-балансировочном стенде (РБС) фирмы «Шенк». Балансировка должна соответствовать ГОСТ 27870—88, в котором указывается, что должен быть достигнут такой уровень балансировки, при котором значение любого компонента вибрации каждой из опор ротора при его работе в валопроводе будет удовлетворять действующим нормам.

Подшипниковые стойки роторов на РБС имеют две дистанционно переключаемые податливости: минимальную — 0,5 мкм/кН и максимальную 1 мкм/кН. Исходя из вышеуказанного положения ГОСТа сданные нормы на РБС установлены следующими: для роторов массой до 80 т виброскорость опор при максимальной податливости стоек не должна превышать 0,1 мм/с во всем диапазоне частот вращения, для роторов 80 т и выше, работающих в турбинах с выносными опорами подшипников, вибрация опор РБС не должна превышать 0,1 мм/с при минимальной податливости стоек. Это соответствует пяти делениям на шкале наибольшей чувствительности штатных виброизмерительных приборов.

Все роторы турбин ЛМЗ—гибкие, первая критическая частота вращения их на стойках РБС находится в диапазоне 1350—1600 мин⁻¹ (в турбине—1500–1700 мин⁻¹), вторая критическая частота 2700—3100 мин⁻¹ (в турбине—3050–3600 мин⁻¹) и третья критическая частота 3800–5000 мин⁻¹. Формы прогибов в РБС на примере РНД мощной турбины, а также схемы систем корректирующих масс показаны на рис. 14.2. Прогиб ротора представляет собой сумму прогибов по указанным формам. Первая и третья формы являются симметричными, так как обе опоры колеблются в одной фазе, вторая форма кососимметричная (опоры колеблются в противофазе). Это обстоятельство дает возможность выделить вклад каждой формы в вибрацию опор, не измеряя прогиба ротора, а выделяя симметричную и кососимметричную составляющие векторов вибрации, как это указано на рис. 14.3. Далее можно подобрать системы корректирующих масс (ортогональные системы), которые будут вызывать прогиб ротора только по одной из собственных форм, практически не изменяя

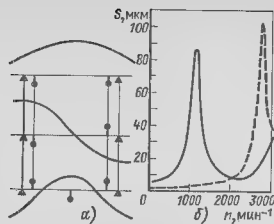


Рис. 14.2. Формы прогибов ротора ЦНД при балансировке на разгонно-балансировочном стенде

а — формы прогибов ротора; б — амплитудно-частотная характеристика. — статическая симметричная составляющая; --- динамическая (коссимметричная) составляющая

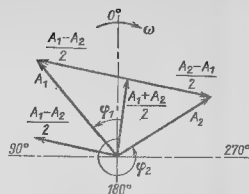


Рис. 14.3. Векторная диаграмма вибрации ротора

прогиба по другим формам, что даст возможность отбалансировать ротор отдельно по каждой форме на первой критической и на номинальной частоте вращения (всего три условия сбалансированности), после чего, как следует из теории балансировки, прогиб ротора на всех частотах вращения будет меньше нормативных значений.

На рис. 14.2, а показан вид таких систем корректирующих масс, а на рис. 14.2, б — пример амплитудно-частотной характеристики симметричной и коссимметричной составляющей на опорах ротора.

Следует отметить также, что наличие массивных консольных участков может значительно изменить формы прогиба ротора на РБС и при наличии даже небольшого дисбаланса на консольном участке приведет к установке значительных корректирующих масс в пролете. После соединения роторов в валопроводе консольные участки превращаются в жесткие межроторные пролеты и часть корректирующих масс на роторах становится излишней. С целью избежания такого явления все роторы балансируются без межроторных проставок, которые затем присоединяются к полумуфтам, и роторы балансируются с ними повторно, причем корректирующие массы устанавливаются только на проставки. Некоторые роторы с относительно массивными насадными полумуфтами балансируются предварительно без полумуфт, а затем с насаженными полумуфтами. Балансировка роторов является последней технологической операцией при изготовлении ротора.

Соединение роторов в валопровод. Операция осуществляется на заводском испытательном стенде с допуском 0,02 мм на радиальную несоосность или «коченчатость» (бой 0,04 мм) и $0,1 \cdot 10^{-4}$ рад на излом осей (торцевое

раскрытие не более 0,01 мм). Соблюдение указанных нормативов является обязательным, так как вибрационное состояние агрегата существенно зависит от точности соединения роторов: радиальная несоосность турбинных роторов 0,01 мм вызывает вибрацию прилегающих к данной муфте опор, равную 3–6 мкм на номинальной частоте вращения, и 5–8 мкм на первой критической частоте (1500–1700 мин⁻¹). Для обеспечения хорошего вибрационного состояния опор РНДЗ и генератора, в особенности на критических частотах вращения, следует для всех типов турбоагрегатов выполнять стыковку с точностью до 0,01 мм радиальной несоосности (бой 0,02 мм) и 0,05 мм торцевого раскрытия (торцевой бой составляет 0,01 мм).

Испытания на заводском стенде. Эффективность выполнения всех вышеуказанных мероприятий проверяется при паровых испытаниях на заводском стенде, во время которых контролируется значение вибрации всех опор во всем диапазоне частот вращения.

Вибрационное состояние агрегата зависит не только от дисбаланса валопровода, но и от динамических свойств системы «смазочный слой—корпус опоры—фундамент». Согласно действующим нормативам на приемку фундамента динамическая податливость ригелей фундамента в месте установки опор в вертикальном и поперечном направлении в диапазоне частот 47–55 Гц не должна превышать следующих значений:

Статическая нагрузка, кН	200	300	400	500	600
Коэффициент динамической податливости, мкм/кН	0,65	0,45	0,40	0,35	0,30

Для обеспечения допустимых норм вибрации опор при динамической нагрузке на опору, равной 5% силы веса ротора, что свидетельствует о хорошей сбалансированности, суммарная податливость «опора—фундамент» не должна превышать 1 мкм/кН для легких роторов массой менее 40 т и 0,4 мкм/кН для тяжелых роторов. Таким образом, при существующих нормах на фундамент динамическая податливость собственно корпуса опор не должна превышать соответственно 0,25 и 0,1 мкм/кН, что предъявляет весьма высокие требования к динамическим характеристикам опор, особенно для роторов мощных турбин. В силу этого для ЦНД самых мощных турбин были разработаны выносные опоры, корпуса которых, как показали натурные исследования, удовлетворяют этим условиям.

Динамическая податливость опоры $\alpha = A/P$ проверяется вибратором, устанавливаемым в корпус опоры с помощью специального фалыш-вкладыша. Вращающиеся эксцентрики вибратора создают нормированную центробежную силу P , передаваемую на корпус опоры и вызывающую ее Γ брацию с амплитудой A .

Чаще всего повышенная податливость опор является следствием резонанса в рабочем диапазоне частот вращения;

проявляется это резкой зависимостью амплитуды и фазы вибрации от частоты вращения. Например, уровень вибрации изменяется даже при отклонении частоты вращения при меняющейся частоте сети.

14.2. ВИБРОНАЛАДКА ТУРБИН НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Современные турбоагрегаты, изготовленные и смонтированные без технологических нарушений, не нуждаются в виброналадочных работах после завершения монтажа. Однако в результате возможных погрешностей соединения роторов турбины и генератора в валопровод, неплотное прилегания опор к фундаментным рамам или недостаточной жесткости фундамента возникает необходимость проведения работ по снижению вибрации турбоагрегата до установленных норм. Необходимо в таких работах может возникнуть после некоторого периода эксплуатации вследствие выявления или возникновения неполадок, влияющих на вибрационное состояние. Зачастую даже в случае нормальной вибрации валопровода, например вблизи верхних границ норм, целесообразно снизить интенсивность вибрации до возможного минимума, особенно если требуемые виброналадочные операции могут выполняться параллельно с другими ремонтными работами на блоке.

Измерение вибрационных параметров, виброизмерительная аппаратура. Штатной измерительной аппаратурой современных отечественных энергетических турбоагрегатов является комплекс ВВК-331, включающий пьезопреобразователи типа ВДД-131 (однокомпонентный) и типа ВДД-231 (двухкомпонентный), предварительные усилители, вторичную аппаратуру со стрелочными указателями, имеющую выход на регистрирующие приборы, предупредительные сигнальные и отключающие устройства.

Преобразователи (датчики) устанавливаются на корпуса опор: двухкомпонентный — на уровне оси вала, как правило, на горизонтальном разрезе корпуса вкладыша для замера поперечной и осевой составляющих вибрации, однокомпонентный — на верхней крышке подшипника над серединой длины его вкладыша, как указано на рис. 14.4, а.

Измеряемый параметр — эффективное значение виброскорости, измеряемый диапазон 0–10 мм/с, частотный диапазон 10–1000 Гц. Погрешность измерения 15% максимального сигнала.

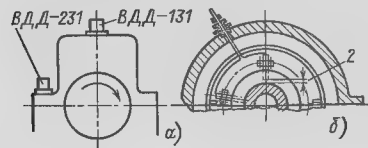
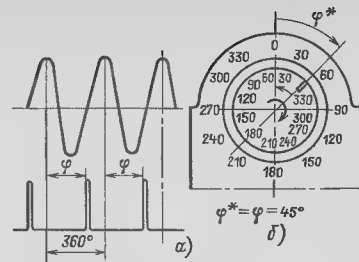


Рис. 14.4. Установка датчиков вибрации.
а — на крышке корпуса подшипника, б — для измерения вибрации шейки вала

Рис. 14.5. Принцип определения фазы вибрации а) с помощью фотодатчика, б — с помощью стробоскопа (разбивка шкалы на роторе и статоре)



Для измерения вибросмещений шейки вала относительно вкладыша подшипников разболтана и подотавливается к примененной аппаратуре ВВК-332 с токовикowymi преобразователями относительной вибрации вала.

Измеряемый параметр — размах вибросмещения, измеряемый диапазон 50–500 мкм или 25–250 мкм, частотный диапазон 10–500 Гц. Погрешность измерения 10% максимального сигнала. Крепление преобразователей ВВК-332 показано на рис. 14.4, б.

На выпущенных ранее турбинах ЛМЗ применяется виброизмерительная аппаратура ЛМЗ серии I-BA с двухкомпонентными преобразователями СВ-4, устанавливаемыми на верхние крышки корпусов опор. Измеряемый параметр — размах вибросмещения, частотный диапазон 10–500 Гц.

Для производства виброналадочных работ используется отечественная аппаратура БИП-6, БИП-7, ВВМ-337, либо импортная типа Vibroid, Vibroport, WAS-2. Указания виброналадочная аппаратура позволяет измерить вибросмещение, эффективное значение виброскорости, частоту и интенсивность частотных составляющих вибрации, частот вращения вала, фазу вибрации (угол между меткой, нанесенной на валу, и «бюющей точкой», т. е. точкой, проходящей мимо преобразователя в момент максимального значения выработаемого периодического сигнала (рис. 14.5, а). При измерении с помощью фотопреобразователя (БИП-7, ВВМ-337, Vibroport) на табло прибора указывается угол между сигналом, индуцируемым фотодиодом во время прохождения светлой метки на валу, и пиковым сигналом, вырабатываемым вибропреобразователем. При использовании стробоскопической лампы (БИП-6, WAS-2) на валу наносится метка, а на статорной части — угловая шкала. Стробоскопическая лампа загорается в момент пикового значения сигнала, вырабатываемого вибропреобразователем. При совпадении частоты вращения вала освещенная лампой метка благодаря стробоскопическому эффекту становится видимой напротив углового деления статорной шкалы, соответствует углу фазы вибрации. Фазовый угол на роторе отсчитывается в направлении, противоположном направлению шкалы на статоре (например, на статоре угловая шкала — по вращению, на роторе — против вращении), рис. 14.5, б.

Важной особенностью виброизмерительных приборов является возможность выделить частотные составляющие вибрации. Вибрация опор и валов

полигармоническая, т.е. представляет собой сумму колебательных движений происходящих с разной частотой и разной интенсивности. Причем частоты этих составляющих могут быть кратными частоте вращения $n_n(0,5n_n, 1n_n, 2n_n, \dots, kn_n)$ —такие составляющие называются гармоническими, а могут быть не кратными чаще всего это вибрации с низкой частотой, идущие от трубопроводов (например, 4, 7, 12 Гц)

При моногармонической вибрации с частотой ω и амплитудой A эффективное значение виброскорости можно записать в виде

$$V_{\text{эф}} = A\omega/\sqrt{2}$$

При полигармонической вибрации с частотами составляющих $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ и амплитудами A_1, A_2, A_n

$$V_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{1}{2}(A_1^2\omega_1^2 + A_2^2\omega_2^2 + \dots + A_n^2\omega_n^2)}$$

О наличии высоких или низких частот в спектре вибрации можно судить по соотношению значений виброскорости $V_{\text{эф}}$ мм/с и размаха вибро смещения S , мкм.

При моногармонической вибрации, происходящей с частотой вращения 50 Гц, что наблюдается в большинстве случаев, $K_V = S/V_{\text{эф}} - 9$. Значение $K_V < 9$ свидетельствует о наличии высокочастотных составляющих, $K_V > 9$ — о наличии низкочастотных составляющих.

Из формулы для K_V также следует, что виброскорость, равная 1 мм/с, соответствует вибро смещению, равному 9 мкм в случае моногармонической вибрации на частоте 50 Гц.

Нормирование вибрации, оценка вибрационного состояния. Интенсивность вибрации турбины не должна превышать существующих нормативных значений, определяемых ГОСТ 25364-88, международными стандартами ИСО 2372 и 3945, стандартом СЭВ 1367-78, 1368-78

Согласно стандартам длительная эксплуатация турбоагрегатов допускается при эффективном значении виброскорости подшипниковых опор в вертикальном, поперечном и осевом направлении, не превышающем 4,5 мм/с (при сдаче турбины из монтажа 2,8 мм/с для вертикального и поперечного направлений) При резком изменении вибрации на 1 мм/с турбоагрегат должен быть аварийно отключен

Кроме слаточных величин в заводских инструкциях по эксплуатации часто приводятся рекомендации по оценке вибрационного состояния турбины. Для разных типов турбин и условий их эксплуатации оценочные значения могут несколько различаться, однако практически для всех турбин ЛМЗ можно с достаточной степенью достоверности ориентироваться на данные табл. 14.1

При прохождении критических частот вращения во время пуска агрегата вибрационное состояние считается нормальным, если на всех опорах вибрация не превышает 2,8 мм/с, что соответствует при 1000 об/мин вибро смещению, равному 75 мкм, при 1500 об/мин 50 мкм Вибрация на критических частотах, превышающая 4,5 мм/с, свидетельствует о наличии значительного дисбаланса (например, вследствие искривления роторов)

Таблица 14.1. Показатели вибрационного состояния опор подшипников

Оценка вибрационного состояния	Опоры, установленные на фундаменте		Опоры, встроенные в валопровод патрубков	
	мм/с	мкм	мм/с	мкм
«Отлично»	1,1	10	2	15
«Хорошо»	1,1 — 1,8	10 — 15	1,8 — 2,8	15 — 25
«Временно допустимо» (требуется улучшение в текущий ремонт)	1,8 — 2,8	15 — 25	2,8 — 4,5	25 — 40
«Неудовлетворительно» (требуется наладка в течение ближайших тридцати дней)	2,8 — 4,5	25 — 40	4,5 — 6	40 — 55
«Плохо» (требуется останов для наладки в течение ближайших трех дней)	4,5 — 6	40 — 55	6,0 — 7,8	55 — 70
«Опасно» (требуется останов в течение одного часа)	6 — 7,1	55 — 65	7,1 — 10	65 — 90
«Недопустимо» (необходимо немедленный аварийный останов)	> 7,1	> 65	> 10	> 90
Необходимо аварийный останов при внезапном изменении вибрации более чем на	0,1	10	0,2	20

14.3. ПРИЧИНЫ ВИБРАЦИИ ВАЛОПРОВОДОВ ТУРБИН. ИХ ОБНАРУЖЕНИЕ И УСТРАНЕНИЕ

Вибрационное состояние агрегата имеет большую диагностическую ценность, так как практически любое повышение вибрации свидетельствует о появлении какой-то неполадки оборудования или ненормальности ее эксплуатации. Поэтому устранение вибрации необходимо для обеспечения безаварийной работы турбоагрегата и повышения его надежности и экономичности.

Иными словами, каждая неполадка, включая предаварийное состояние, имеет свое вибрационное проявление, т.е. влияет на особенности вибрационного поведения агрегата, и выявлением этой особенности, установлением ее связи с конкретным дефектом занимается вибрационная диагностика. Рассмотрим последовательно возможные, наиболее часто встречающиеся причины вибрации, а также способы их устранения

Дисбаланс. На практике о наличии большого технологического дисбаланса, т.е. постоянного смещения вращающихся масс относительно оси вращения, свидетельствует интенсивная вибрация на критических частотах вращения, сравнительно малая зависимость вибрации от режимных

факторов (стабильность по амплитуде и фазе), в частотном спектре превалирует оборотная составляющая ($K_v = 9$; $f = 50$ Гц); вертикальная и осевая вибрация в 1,5—3 раза выше поперечной

Обычным и часто применяемым способом виброналадки в данном случае является балансировка в собственных подшипниках методом установки систем либо единичных корректирующих масс в доступные на турбоагрегате плоскости коррекции (диски последних ступеней, полумуфты)

Иногда при выявлении больших погрешностей соединения роторов (более 0,1 мм колечатости или раскрытия по полумуфтам) следует исправлять соединение. При меньших значениях погрешности соединения более экономично исправлять ее балансировкой.

При больших прогибах роторов (более 0,05 мм) приходится балансировать ротор на низкочастотном станке с распределением корректирующих масс по длине ротора; в случае обнаружения прогиба более 0,12 мм на РВД, или 0,16 мм на РСД ротор подлежит правке в заводских условиях

Средства, методика и последовательность наладки определяются анализом вибрации, с помощью которого оцениваются дисбаланс и характер его распределения по валопроводу

На рис. 14.6 приведены примеры динамического прогиба валопровода мощной паровой турбины при различных видах распределения дисбаланса. О наличии, например, косимметричного дисбаланса на каком-либо роторе валопровода свидетельствует наибольшая интенсивность противофазных колебаний опор данного ротора (рис. 14.6, а). Если при этом на первой критической частоте данного ротора вибрация нормальная, достаточно установить косимметричную систему корректирующих масс, в противном случае — сочетание единичной массы и косимметричной системы, либо только единичную массу. Если наибольшая интенсивность вибрации наблюдается на критических частотах двух последних роторов, а на номинальной частоте вращения на двух опорах этих же роторов, прилегающих к соединительной муфте, то при их противофазной вибрации (рис. 14.6, в) имеется значительная колечатость соединения (при этом увеличивается и осевая вибрация), при синфазной излом осей. В общем случае могут присутствовать как противофазная, так и синфазная составляющая.

При прогибе ротора наибольшая вибрация наблюдается при прохождении первой критической частоты вращения.

Балансировка турбинных роторов в собственных подшипниках производится, как правило, не по формам колебаний, а по динамическим коэффициентам влияния (ДКВ). ДКВ, или согласно прежней терминологии, балансировочная чувствитель-

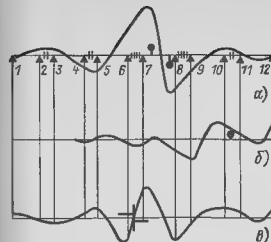


Рис. 14.6. Динамический прогиб валопровода турбины: а — косимметричный дисбаланс; б — излом осей валов, в — колечатость по полумуфтам (цифры — номера подшипников)

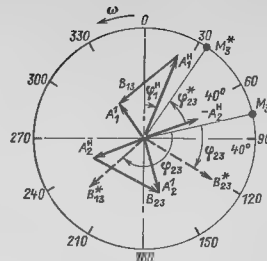


Рис. 14.7. Векторная диаграмма балансировки валопровода

ность, представляет собой вектор (в символической записи k_{ij}/φ_{ij} , значение которого k_{ij} (мкм/кг) есть размах вибрации опоры i , вызванной установкой единичной (обычно 1 кг) массы в плоскости коррекции j . «Угловая чувствительность» φ_{ij} — угол, отсчитываемый против вращения, между местом установки массы и фазой вызванной вибрации, иными словами, угол, на который вектор корректирующей массы опережает вектор вызванной вибрации.

На рис. 14.7 приведен простейший случай балансировки: A_1^* и A_2^* — начальные значения векторов вибрации опор 1 и 2, A_1^* и A_2^* — размах вибрации, φ_1^* , φ_2^* — фазы. После установки корректирующей массы M_3 , например в плоскость коррекции 3, векторы вибрации опор стали соответственно A_1^* и A_2^* . Векторы B_{13} и B_{23} — векторы операции, вызванные массой M_3 , т. е. векторы влияния массы M_3 , так как

$$A_1^* = A_1^* + B_{13}; \quad A_2^* = A_2^* + B_{23}.$$

Векторы B_{13}^* и B_{23}^* — векторы влияния, перенесенные в центр диаграммы для удобства отсчета углов.

Теперь ДКВ, мкм/кг:

$K_{13} = B_{13}/M_3$, фазовая чувствительность $\varphi_{13} = 170^\circ$ (см. диаграмму на рис. 14.7);

$K_{23} = B_{23}/M_3$, фазовая чувствительность $\varphi_{23} = 40^\circ$.

В случае, когда ДКВ уже известны из предыдущих балансировок однотипных машин, можно сразу установить корректирующую массу или систему масс, приводящую к снижению вибрации. Например, в данном случае M_3^* можно было бы сразу поместить на угол 35° , если бы были известны K_{13}/φ_{13}

и K_{23}/φ_{23} . Вектор A_2^H — вектор вибрации, который должен быть создан корректирующей массой, чтобы скомпенсировать исходную вибрацию A_2^H .

Тогда необходимая масса $M_3^* = A_2^H/K_{23}$, а угол установки массы находится отсчетом угла фазовой чувствительности φ_{23} от вектора $-A_2^H$ по вращению ротора. В случае установившихся корректирующих масс по известным ДКВ место их установки находится либо подбором на векторной диаграмме, либо решением на ЭВМ.

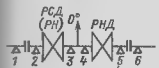
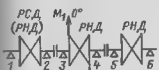
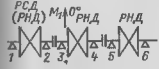
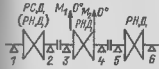
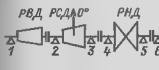
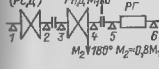
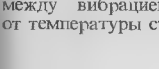
В табл. 14.2 приведены типовые системы корректирующих масс, при меньшие для турбин ЛМЗ, и соответствующие значения ДКВ при условной нумерации подшипников. Для каждой конкретной турбины значения ДКВ будут отличаться от приведенных в табл. 14.2. Эти значения не всегда повторяются даже для турбин одного типа, однако применение типовых корректирующих систем и их ДКВ позволит существенно снизить вибрацию уже после первого балансировочного пуска. Нумерация подшипников должна соответствовать каждому конкретному участку валопровода конкретной турбины.

Естественно, что корректирующие массы, установленные в результате стационарных балансировок в собственных подшипниках, компенсируют не только дисбаланс роторов, но также погрешности стыковки и изменение форм прогиба при соединении роторов. Поэтому не рекомендуется при капитальных ремонтах производить балансировку отдельных роторов даже на высокочастотных станках. Балансировка на низкочастотных станках вообще может привести к отрицательным результатам и должна производиться только в исключительных случаях. Большой прогиб ротора, замена облопачивания или насадных элементов.

При балансировке контролируются все составляющие вибрации (вертикальная, поперечная, осевая), однако осевая составляющая является, как правило, функцией вертикальной. Что касается поперечных составляющих, то их отличие от вертикальных объясняется неоднородностью (анизотропностью) свойств смазочного слоя и корпусов подшипников. Как правило, поперечные составляющие и поперечные значения ДКВ меньше вертикальных, в особенности вблизи резонансных частот роторов, так как смазочный слой более податлив в поперечном направлении и в меньшей степени передает вибрацию вала на корпус опоры. Исключением являются случаи резонанса системы «ротор — корпус опоры — фундамент» в поперечном направлении. Тогда приходится учитывать ДКВ в поперечном направлении, что может усложнить балансировку.

Задавания в проточной части. При нарушении концентричности ротора в проточной части либо при несоблюдении осевых зазоров могут произойти касания вращающихся частей о статорные элементы, что часто приводит к ухудшению вибрационного состояния. Задавания характеризуются нестабильностью вибрации, неповторяемостью от пуска к пуску, ростом поперечных составляющих вибрации, в особенности, 318

Таблица 14.2 Ориентировочные значения динамических коэффициентов влияния (ДКВ), отнесенных к 1 кг балансировочного груза

Система корректирующих грузов	Частота вращения, мин ⁻¹	Направление	ДКВ для номеров опор подшипников					
			1	2	3	4	5	6
	3000	В, мкм Фаза	10 100° (РСД) 300° (РНД)	20 100° (РСД) 280° (РНД)	20 100°	20 100°	20 280°	10 300
	3000	П, мкм Фаза	5 250°	10 250°	10 50°	10 50°	10 250°	5 250
	3000	В, мкм	25 100° (РСД) 280° (РНД)	40 100°	65 100°	65 280°	40 280°	25 100
	1400	В, мкм	0	0	0	0	0	0
	3000	В, мкм	12 100° (РСД) 280° (РНД)	20 100°	30 100°	35 280°	20 280°	12 100°
	1400	В, мкм	5 200°	5 30°	20 30°	15 30°	5 30°	5 30°
	3000	В, мкм	5 200° (РСД) 20° (РНД)	10 200°	15 200°	15 200°	10 200°	5 20°
	1400	В, мкм	10 200°	10 30°	40 30°	40 30°	10 30°	5
	3000	В, мкм	5 70°	10 250°	15 250°	10 250°	10 70°	5 70°
	3000	П, мкм	2 0°	5 160°	8 160°	5 160°	5 0°	2 0°
	3000	В, мкм	5	5	5	10	5	10
	3000	П, мкм	5	5	5	10	25 10°	5
	3000	В, мкм	5	5	5	10	25 10°	5
	3000	П, мкм	5	5	5	10	25 280°	5

Примечание. В вертикальное, П — поперечное направление при сильных задаваниях с ударами, изменением соотношения между вибрацией вала и опор, зависимостью вибрации от температуры статорных частей, в особенности от градиентов

температур (верх — низ, право — лево); частота вибрации при этом, как правило, оборотная — при некотором увеличении частотных составляющих. В случае осевых задеваний наблюдается зависимость вибрации от относительных расширений.

При сильных задеваниях интенсивность вибрации нарастает быстро, но после прекращения задеваний, например при выравнивании температуры статора, либо снижения частоты вращения, быстро восстанавливается нормальное вибрационное состояние и амплитудно-частотные характеристики при пуске и выбеге часто совпадают.

При слабых задеваниях РСД или РВД касается статорных элементов только бьющей точкой, происходит постепенный местный, несимметричный по окружности нагрев, приводящий к прогибу ротора и медленному росту вибрации. В данном случае на выбеге вибрация будет больше, чем при пуске. Может наблюдаться периодическое изменение амплитуды и фазы вибрации.

Иногда балансировка ротора при задеваниях приносит успех, так как уменьшает значение начального динамического прогиба и, следовательно, вероятности задеваний. Однако в большинстве случаев единственным путем является устранение задеваний.

Важным моментом в обеспечении отсутствия задеваний являются учет и компенсация центровкой естественного прогиба роторов, смещения роторов при вращениях (влево при вращении по часовой стрелке), теплового и силового коробления статорных элементов и смещения опор при неравномерном их прогреве и силовом воздействии трубопроводов и сил трения при расширении цилиндров.

Весьма опасными и плохо диагностируемыми являются осевые задевания дисков о диафрагмы. Профилактикой таких задеваний служат обеспечение нормального расширения цилиндров при отсутствии деформации выхлопов и назначение достаточных осевых зазоров.

Задевание по баббитовой заливке верхней половины вкладыша. Это довольно часто встречаемое на практике явление сходно с описанным выше слабым задеванием ротора, однако имеет свою специфику.

При малых верхних зазорах в подшипниках ($2\delta_0 < 0,002D$), либо при больших расцентровках и наклонно опор даже при нормальных зазорах в подшипниках может возникнуть полусухой контакт между шейкой ротора и верхней баббитовой заливкой подшипника. Чаще всего это явление наблюдается при взаимных смещениях опор, расположенных по сторонам жестких муфт, особенно когда опоры принадлежат разным роторам (например, задней опоре РСД и передней РНД или

задней опоре РНД и передней генератора), так как здесь опоры работают в разном тепловом режиме и их взаимные смещения велики.

На рис. 14.8 приведен типичный график смещений опор при работе турбоагрегата на номинальной нагрузке. В результате взаимных смещений в наименее нагруженной опоре (например, опора № 5 или № 10) всплывают шейки ротора на смазочном слое увеличивается и при одновременном наклоне опоры происходит полусухой контакт шейки с верхним вкладышем, что приводит к постепенному возрастанию вибрации до весьма больших значений. Вибрация здесь вызвана прогибом ротора при его неравномерном нагреве в силу того, что шейка касается верхнего вкладыша лишь бьющей точкой, что и создает температурный градиент. При вибрации описанного типа частота вибрации равна оборотной, фаза вибрации сохраняется практически стабильной и равной фазе вибрации, существовавшей до появления задеваний. Рост амплитуды вибрации наблюдается через некоторое время после пуска и включения в сеть, так как опоры расцентровываются не внезапно. Прогиб ротора происходит по 1-й форме изгиба, поэтому для роторов, работающих на номинальной частоте вращения по 2-й изгибной форме, на первой стадии развития описываемого явления вибрация одной из опор может увеличиться, а другой уменьшиться.

Кроме того, при увеличении расхода пара температура шеек несколько возрастает, что также способствует уменьшению верхнего зазора. Такое же влияние оказывает снижение температуры смазки, приводящее к большему всплыванию шейки. Иногда, повышая температуру смазки, например с $40 - 42^\circ$ до $48 - 50^\circ \text{C}$, удается существенно улучшить вибрационное состояние. Особенно это заметно при применении в качестве смазки негорючего синтетического масла ОМТИ, имеющего большую вязкость по сравнению с обычными маслами и поэтому вызывающего большее всплывание шейки (примерно в 2 раза при равных условиях).

Средством борьбы с такой вибрацией являются уменьшение расцентровок опор, их монтажная компенсация и увеличение верхних зазоров в подшипниках, которые в условиях электростанций можно увеличить установкой в разъемы вкладышей стальных прокладок толщиной $0,2 - 0,5 \text{ мм}$, доводя двойной верхний зазор до значения, равного $0,003$ диаметра расточки подшипника.

При подаче смазки в нижний смазочный клин (справа, если смотреть по ходу пара) такое увеличение верхнего зазора не отразится ни на надежности, ни на экономичности (расход смазки) подшипника. Натяг по вкладышам должен быть оставлен прежним.

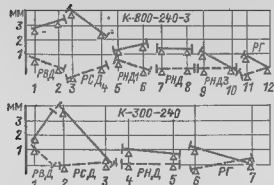
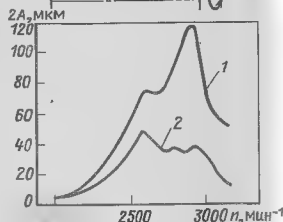


Рис. 14.8. График режимных взаимных смещений опор валопровода (сплошные линии — номинальный режим, штриховые — монтажная расцепка)

Рис. 14.9. Влияние дополнительной массы, закрепленной на крышке корпуса опоры, на ее вибрационные характеристики:
1 — до установки массы 2 — после установки массы



Резонансное состояние опорных элементов. Опорными элементами турбоагрегата будем называть корпуса опор, металлоконструкции, на которые устанавливаются корпуса (выхлопные патрубки, фундаментные рамы), и фундамент. Резонансные частоты указанных элементов не должны быть равными или находиться вблизи частот, равных 25, 50 и 100 Гц, так как именно на этих частотах чаще всего действуют возмущающие силы.

Резонанс при 50 Гц, т. е. резкое увеличение динамической податливости на данной частоте, явление сравнительно редкое, так как он устраняется при монтаже головных блоков.

Признаком резонансного состояния опоры является резкое нарастание вибрации на одной из опор при значительном изменении фазы вибрации при подходе к резонансной частоте. Амплитудно-частотные характеристики при пуске и выбеге, а также вибрация всех остальных опор на всех режимах и частотах нормальные, что говорит об удовлетворительной степени сбалансированности роторов. Часто изменение интенсивности вибрации опоры наблюдается даже при незначительных изменениях частоты вращения, например при суточных колебаниях частоты энергосети.

Для устранения вибрации резонирующего элемента существует несколько способов: тщательная балансировка роторов (не всегда возможная и дорогостоящая операция); изменение

жесткости опоры; изменение ее массы; введение демпфирования; установка динамических поглотителей колебаний («анти-роторов»).

В каждом случае следует перед наладкой произвести оценку приведенных жесткости C_1 и массы M_1 резонирующего элемента по формуле $f = 2\pi\sqrt{C_1/M}$. Обычно примерно известна либо жесткость, либо масса, частота известна всегда.

Далее решается вопрос о целесообразности применения того или иного мероприятия.

Самый лучший способ — это увеличение жесткости. Однако он не всегда возможен, так как связан с существенным изменением конструкции: креплением массивных ребер, распорок и т. п. Иногда он оказывается наиболее простым, а часто и единственно возможным средством увеличения массы. На рис. 14.9 приведен пример крепления дополнительной массы на верхней крышке корпуса опоры.

Для большей эффективности целесообразно дополнительную массу выполнять в виде емкости, наполненной демпфирующим материалом, например металлическими шариками диаметром 10—20 мм, так как амплитуда вибрации на резонансной частоте обратно пропорциональна демпфированию. Указанный способ введения демпфирования эффективен при большой интенсивности вибрации, когда виброускорения таковы, что создают силы, соизмеримые с силами сцепления шариков.

Динамический поглотитель колебаний представляет собой колеблющуюся массу, укрепленную на стержне. Обычно предусматривается возможность некоторого перемещения массы вдоль стержня для настройки системы.

Массу M_2 и жесткость C_2 поглотителя подбирают из соотношения $C_1/M_1 = C_2/M_2$.

Теперь вместо одного резонанса на рабочей частоте вращения (ω_n) будет два резонанса на частотах ω_1 и ω_2 ниже и выше ω_n , как это показано на рис. 14.10, где также приведена примерная конструкция поглотителя. Надо стремиться, чтобы отношение M_2/M_1 не было очень мало, тогда частоты ω_1 и ω_2 будут дальше от рабочей частоты. Например, при $M_2/M_1 = 0,4$ $\omega_1 = 0,73\omega_n$; $\omega_2 = 1,36\omega_n$.

Таким образом, применение динамического поглотителя колебаний наиболее эффективно при сравнительно малой массе опоры.

Конструкция стержня поглотителя должна быть такой, чтобы динамические напряжения в нем не превосходили предела усталости с некоторым запасом.

Дефекты в креплении и прилегании опорных элементов. Иногда динамическая и даже статическая податливость опоры становится повышенной в результате нарушения ее крепления

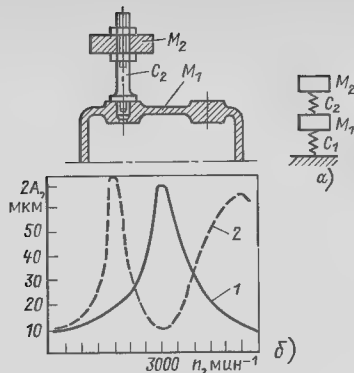


Рис. 14.10. Установка динамического поглотителя колебаний

а — схема поглотителя, б — амплитудно-частотная характеристика до установки (1) и после установки (2) поглотителя

к фундаментной раме, из-за трещин в ней или в фундаменте, либо в результате отрыва лап цилиндров, лежащих на корпусах опор, что вызывает коробление, перекос опоры, ее неравномерное расширение и иногда отрыв от фундаментной рамы.

В таких случаях вибрация нестабильна, зависит от степени прогрета турбины, от взаимных смещений опор, появляются высокочастотные составляющие. Обнаружить плохое крепление или прилегание опор помогает так называемая контурная характеристика, т. е. измерение амплитуды последовательно по всему контуру опоры. В случае наличия указанного дефекта в контурной характеристике появляется разрыв, например колебания нижней части опоры намного выше колебаний прилегающей точки фундаментной рамы. Как правило, после подтяжки анкерных болтов либо приведения в норму весовых нагрузок на опору интенсивность вибрации резко снижается.

Геометрическая несимметрия сечения ротора. Этот дефект может проявиться в следующих трех видах.

Конструктивная несимметрия сечения бочки ротора, ведущая к разным значениям жесткости по главным осям инерции сечения. Такой дефект иногда реализуется в двухполосных роторах регенераторов, когда специальные «плазы Лафана» недостаточно компенсируют неравномерность жесткости вдоль и поперек полюсов. Вибрация в этом случае имеет частоту, равную удвоенной оборотной, и особенно интенсивна при

наличии резонанса опоры либо ротора с критической частотой 100 Гц (ультрагармонический резонанс);

Эллипсность шеек ротора. В этом случае вибрация также имеет частоту 100 Гц, часто зависит от температуры смазки (уменьшаясь при ее снижении). Эллипсность шейки проявляется при эллиптическом биении шейки более 0,2–0,3 мм, т. е. намного больше допускаемой, поэтому описываемое явление встречается крайне редко.

Трещина в роторе. Указанный дефект является крайне редким явлением, особенно для турбинных роторов, однако наиболее опасным и, вследствие этого, подлежащим рассмотрению.

Основным признаком появления трещины является увеличение амплитуды вибрации при прохождении первой критической частоты, причем интенсивность такой вибрации увеличивается от пуска к пуску по мере прогрессивного развития трещины. При большой степени ее развития (более 50% сечения) появляются вторичные признаки дефекта: снижение на 0,5–1,5 Гц первой критической частоты, рост вибрации на номинальной частоте вращения, появление высокочастотных составляющих, зависимость от режима работы; при вращении валоповоротным устройством ротор и соседние с ним роторы ведут себя как пружинные, давление в смазочном клине периодически изменяется с частотой вращения ВПУ.

Одним из профилактических монтажных средств, снижающих возможность появления трещин в роторах, является правильная центровка опор, компенсирующая прогибы роторов от собственной массы и тепловых смещений опор. В этом случае достигается минимальный уровень циклических напряжений в роторах (см. рис. 14.8).

Тепловая нестабильность ротора. Этот дефект проявляется в зависимости вибрации турбоагрегата от температуры ротора. При изменении теплового состояния ротора появляется его прогиб, в результате чего его вибрация повышается, причем при выбеге становится большей, чем при пуске. Тепловая нестабильность обусловлена несколькими причинами:

неоднородностью свойств материала ротора, появившейся в результате несовершенства процессовковки, сварки или сборки роторов. В современном турбостроении эта причина практически не имеет места, если не считать недостаточного снятия остаточных напряжений после правки ротора;

освобождением насадных деталей элементов при их нагреве; в этом случае вибрация имеет частоту вращения и резко возрастает при увеличении температуры насадных дисков или улитняющих втулок. В последнем случае наблюдается зависимость вибрации от температуры пара, подаваемого на уплотнения. При снижении температуры вибрация быстро восстанавливается до прежнего уровня;

наличием жидкости в роторе. При нарушении плотности торцевых пробок во внутреннее отверстие ротора может попасть жидкость (масло, вода). Вибрационное поведение турбины становится при этом весьма специфичным: интенсивность вибрации ротора изменяется с изменением его температуры (как увеличения, так и снижения), значение амплитуды и фазы вибрации не повторяется от пуска к пуску, ротор оказывается прогнутым при выбеге. Иногда после стабилизации температурного состояния ротора интенсивность вибрации снижается.

Неравномерность передачи крутящего момента в муфтах. Чаще всего это явление наблюдается в пружинно-зубчатых муфтах типа «Биби» при их плохой центровке, изношенности зубьев и пружин, загрязнении продуктами разложения масла и при сильных расцентровках опор. В этом случае интенсивность вибрации резко возрастает при наборе нагрузки и снижается практически мгновенно при резком разгрузке. Сходное явление наблюдается при ослаблении посадки полумуфт монокс энергетических турбин.

Неустойчивость движения ротора, низкочастотная вибрация. При определенных условиях работы вращающегося ротора (большое всплытие на смазочном слое подшипников, большие силы парового потока) может создаться ситуация, когда устойчивость его движения будет нарушена, т. е. когда любое малое отклонение ротора от равновесного положения приведет к появлению еще большего отклонения с возникновением круговой прецессии и колебаний опор с частотой, равной первой критической частоте вращения ротора (для турбинных роторов это обычно частота 24–26 Гц, для роторов генераторов 12–20 Гц). В силу этого указанный тип колебаний называется в энергетике низкочастотной вибрацией (НЧВ). Существует два типа НЧВ, в зависимости от основного источника возбуждающих сил поддерживающих прецессию ротора:

вибрация, вызванная только гидродинамическими силами в подшипниках скольжения; такой тип НЧВ называют иногда «масляная вибрация»;

вибрация, вызванная совместным действием возбуждающих сил в подшипниках и газодинамических сил в проточной части, этот тип НЧВ называют «паровая вибрация».

В связи с наличием двух указанных источников сил мероприятия по устранению НЧВ также подразделяются на две группы.

Проявляется НЧВ в появлении интенсивной вибрации, сопровождаемой характерным звуком; амплитуды вибросмещения могут доходить до весьма больших значений (до 100 мкм) при меньшем увеличении виброскорости ($K_V > 9$). НЧВ со-

провождается также низкочастотной вибрацией ротора ЦВД, увеличением показаний датчика эксцентриситета ротора, работающего в данном случае как датчик вибрации консольной части РВД. Действие персонала повышение температуры смазки и разгрузка агрегата.

Масляная вибрация наблюдается в основном на подшипниках РСД, РНД и генератора, Мероприятия против НЧВ этого типа — всемерное уменьшение всплытия ротора на смазочном клине: увеличение удельного давления шипа на нижний вкладыш, повышение температуры смазки, увеличение диаметра расточки подшипников. Масляная НЧВ может появиться в результате разгрузки одного из подшипников из-за их режимных взаимных смещений, которые следует компенсировать при монтаже. Может возникнуть НЧВ в результате износа баббитовой заливки нижнего вкладыша, что приводит к увеличению угла охвата шейки смазочным клином и, как следствие, к увеличению ее всплытия. В данном случае следует произвести расточку подшипника. Оптимальным горизонтальным зазором является $2\delta_r = (3+4) \cdot 10^{-3} D_{ш}$ (большая цифра относится к легконагруженным опорам) при

$$p_{уд} = Q/D_{ш}L = 0,7 \text{ МПа,}$$

где Q — статическая нагрузка на опору; $D_{ш}$ — диаметр шейки ротора; L — ширина вкладыша

При подводе смазки в верхний клин (слева) вертикальный зазор выполняется равным $2\delta_n = (2-2,5) \cdot 10^{-3} D_{ш}$. В этом случае подшипник растачивается с прокладкой толщиной $\Delta = 2\delta_r - 2\delta_n$, после расточки прокладка вынимается и подшипник получается эллиптическим. Верхний зазор здесь ограничивается для достижения оптимального расхода смазки. При подаче смазки в нижний клин (справа) верхний зазор может быть равен горизонтальному: $2\delta_n = 2\delta_r$, т. е. подшипник может быть цилиндрическим. Для устойчивости к НЧВ важен только диаметр расточки, т. е. значение горизонтальных зазоров.

Паровая вибрация возникает в ЦВД, где паровые силы достаточно велики, чтобы поддерживать низкочастотную прецессию ротора. Проявляется этот тип НЧВ резким возрастанием вибрации при достижении так называемой пороговой мощности на валу агрегата, вернее, порогового расхода пара через ЦВД. Поэтому к подшипникам РВД предъявляются более высокие требования, они должны быть не только устойчивыми, т. е. не создавать гидродинамических дестабилизирующих сил, но и являться средствами демпфирования. Такими подшипниками являются:

1) эллиптический подшипник с большой степенью эллиптичности $\epsilon = 1 - \delta_n/\delta_r = 0,60 \div 0,75$ и при малом вертикальном зазоре, т. е. $2\delta_n = (1-1,3) \cdot 10^{-3} D_{ш}$; $2\delta_r = (2,5-4) \cdot 10^{-3} D_{ш}$

Подвод смазки целесообразнее выполнять в нижний клин, оба вкладыша выполняются гладкими, без канавок и углублений, однако с целью увеличения удельного давления при работе подшипника в условиях разгрузки из-за тепловых расцентровок опор рекомендуется делать канавку в нижнем вкладыше шириной 40—80 мм, соединенную со сливом в картер. Оптимальное удельное давление на нижний вкладыш составляет $1,2 \div 1,6$ МПа;

2) подшипники с поворотными сегментами, которые не создают дестабилизирующих сил и поэтому являются лишь средствами демпфирования. Они устанавливаются на опорах с небольшим удельным давлением (0,4—0,6 МПа). Оптимальным условием для работы сегментного подшипника является отсутствие горизонтальных статических сил. Об отсутствии таких сил свидетельствует одинаковая температура левых и правых сегментов. Сегментные подшипники требуют большой трудоемкости при изготовлении и монтаже, имеют большую чувствительность к вибрации ротора от дисбаланса, поэтому ЛМЗ применяет их только для подшипников РВД турбин, работающих на сверхкритических параметрах пара.

Для компенсации режимных расцентровок опор с целью создания нормального давления на задний эллиптический подшипник РВД этот подшипник устанавливается на 0,2—0,3 мм выше переднего подшипника РСД. НЧВ на РВД может возникнуть также в результате неправильной очередности открытия регулирующих клапанов ЦВД, так как на подшипники могут действовать нерасчетные паровые статические усилия, передаваемые от сегментов сопла на регулируемую ступень РВД. Порядок открытия регулирующих клапанов должен соответствовать заводской инструкции.

На склонность агрегата к паровой НЧВ влияет прежде всего состояние проточной части ЦВД, так как именно она является источником паровых возбуждающих сил. Рекомендуются радиальные зазоры по надбандажным уплотнениям выполнять по верхнему значению поля допуска, осевые зазоры — по нижнему. Оптимальной конструкцией уплотнений являются

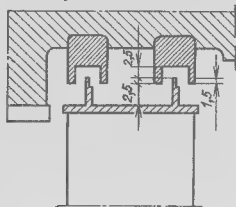
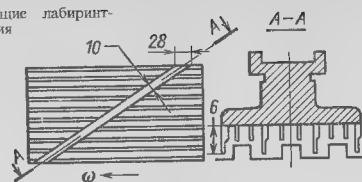


Рис 14.11 Надбандажные уплотнения

Рис. 14.12. Вибродемпфирующие лабиринтные уплотнения



уплотнения «корытообразного» типа (рис 14.11). В центральном лабиринтном уплотнении целесообразно выполнять устройство, закручивающее поток в сторону, обратную вращению (рис. 14.12).

Приведенный перечень причин вибрации и рекомендаций по их устранению, естественно, не исчерпывает всех возможных причин ухудшения вибрационного состояния, а лишь включает основные случаи, имевшие место на практике и учитываемые при изготовлении, монтаже, эксплуатации и ремонте турбоагрегатов.

Глава пятнадцатая

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИН И ТУРБОУСТАНОВОК

15.1. СИСТЕМА УПЛОТНЕНИЙ ТУРБИНЫ

Обеспечение надежности и стабильной экономичности энергоблоков в течение всего периода эксплуатации между капитальными ремонтами (4—5 лет), особенно при работе с ежесуточной глубокой разгрузкой на ночь и еженедельными остановами на выходные дни, диктует повышенные требования к уровню эксплуатации, требует неукоснительного соблюдения правил технической эксплуатации, четкого выполнения персоналом электростанций инструкций и рекомендаций предприятий — изготовителей оборудования.

Чрезвычайно важное значение для обеспечения длительной надежной работы турбин и турбоустановок имеет правильное проведение пуска и останова, так как именно в эти периоды эксплуатации из-за нарушений режимов пуска и останова возможно появление как скрытых повреждений деталей и узлов турбины и оборудования турбоустановки, которые впоследствии могут привести к серьезным авариям, так и явных

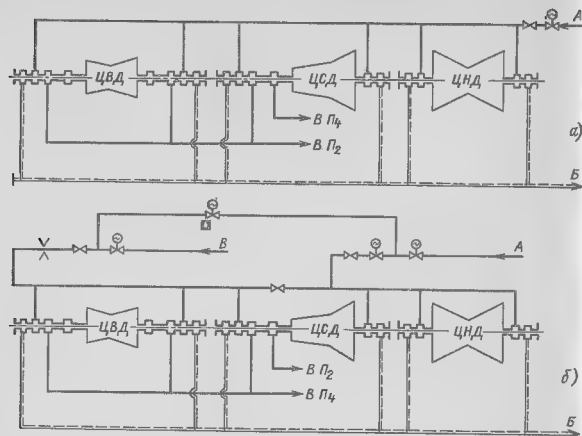


Рис. 15.1. Схема подачи пара на уплотнения турбины К-300-240: а — с одним коллектором уплотнений; б — с двумя коллекторами; А — из деаэратора, В — сальниковый подогреватель; В от постороннего источника, $t = 300 \dots 400^\circ \text{C}$

повреждений, таких, например, как прогиб роторов, повреждения вкладышей подшипников, приводящих к необходимости проведения внеплановых ремонтов и простым блокам.

Пусковые операции на турбине и турбоустановке начинают с подогрева оборудования и уплотнения систем внутренних полостей турбины с целью последующего набора вакуума. Схема концевых уплотнений с одним коллектором (рис. 15.1, а) отличается тем, что пар на уплотнение ЦВД, ЦСД и ЦНД подается с температурой $130 \dots 160^\circ \text{C}$ во время нормального режима работы, при остановках и пусках турбины из любого теплового состояния. Применение такой схемы вело к возникновению ряда отрицательных явлений (проявлявшихся в захлаживании РВД, и особенно РСД, в зоне уплотнений при остановках и пусках из горячего состояния, захлаживании зоны паровпуска цилиндров и возникновении недопустимой разницы температур между верхом и низом корпусов), предельному относительному укорочению РВД и РСД и, в конечном счете, к значительным температурным напряжениям. Все это приводило к снижению надежности, маневренности и экономичности энергоблока.

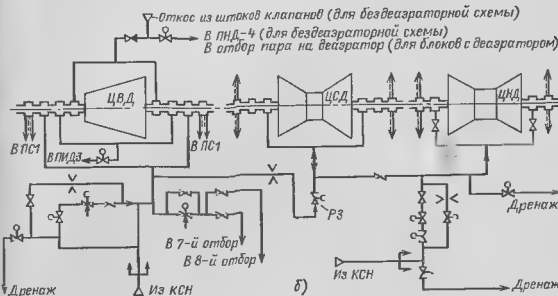
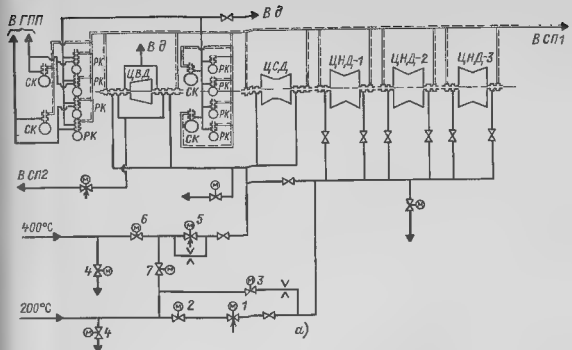


Рис. 15.2. Схема подачи пара на уплотнения турбины К-800-240: а — исходная схема; б — модернизированная схема

Указанные проблемы в некоторой степени были решены путем подачи свежего пара в первые по ходу пара камеры передних концевых уплотнений ЦСД и ЦВД. Поиск новых решений привел к системе уплотнений турбины с применением двух коллекторов (рис. 15.1, б) «Холодный» коллектор используется для подачи пара на уплотнения ЦНД турбины мощностью 800 МВт или на уплотнения ЦНД и заднего концевых уплотнения ЦСД для турбин мощностью 300 МВт. «Горячий» коллектор соответственно служит для подачи пара

на уплотнения ЦВД и ЦСД турбины мощностью 800 МВт или на уплотнения ЦВД и переднее концевое уплотнение ЦСД турбины мощностью 300 МВт.

Стремление к унификации и поиску мобильных схем позволило создать универсальную, высокоэкономичную систему уплотнений турбин с «самоуплотнением», изображенную на рис. 15.2, а «Холодный» коллектор (температура пара 200° С) снабжается паром из деаэратора или из коллектора собственных нужд при пусках блока. Давление в «холодном» коллекторе поддерживается постоянно регулятором давления с регулирующим клапаном 1. Задвижка 2 с электрическим приводом служит для подачи пара в «холодный» коллектор во время пуска блока, на байпасной линии - задвижка 3 и шайба.

Прогрев паропровода паром от деаэратора или от коллектора собственных нужд до «холодного» коллектора перед подачей пара на уплотнения турбины производится посредством дренажной задвижки 4. При всех режимах параметры пара в «холодном» коллекторе составляют 0,12 МПа и 150 - 200° С.

Подача пара в «горячий» коллектор требуется только при операциях пуска турбины, при наборе частоты вращения и при низких нагрузках. После достижения нагрузки около 40% протечки пара из ЦВД и ЦСД становятся достаточными для так называемого «самоуплотнения» и необходимости в подводе пара от постороннего источника отпадает. Пар из концевых уплотнений ЦВД и ЦСД сбрасывается в СП2. Таким образом, «холодный» пар не попадает в камеры уплотнений, которые имеют высокую температуру. Для стабилизации режима работы уплотнений ЦВД и ЦСД служит регулятор давления в коллекторе отсоса из промежуточных камер уплотнений в СП2. Поддерживая постоянное давление в коллекторе отсоса 0,13 МПа, этот регулятор обеспечивает как отсутствие присосов воздуха в СП2 и затем в конденсатор, так и умеренное давление пара в камерах концевых уплотнений ЦВД и ЦСД в отсутствие парения уплотнений.

В пусковых режимах, когда «самоуплотнение» ЦВД и ЦСД еще не достигнуто, стабилизация давления в «горячем» коллекторе осуществляется посредством регулирующего клапана 5. При пуске, если ЦВД и ЦСД имеет высокую температуру металла (период простоя не превышает 48 ч), в «горячий» коллектор следует подавать пар с температурой 300 - 400° С. Для этого предусмотрена задвижка 6, а для прогрева трубопровода дренажная задвижка 4.

При пуске турбины из холодного состояния нет необходимости в подаче на уплотнения ЦВД и ЦСД горячего пара, следует подать пар с температурой 150 - 200° С от деаэратора или от коллектора собственных нужд, используя

перемычку, связывающую трубопроводы подвода «холодного» и «горячего» пара. Задвижка 7 на перемычке между «холодным» и «горячим» коллекторами служит для подмешивания «горячего» пара, если требуется повысить температуру пара в «холодном» коллекторе.

Регулирующие клапаны 2 и 5 имеют ручные задвижки для проведения ремонта клапана на работающем блоке.

«Холодный» и «горячий» коллекторы имеют дренажные линии с электрифицированной арматурой для дренажирования коллекторов при подаче пара на уплотнения.

В крайних концевых камерах уплотнений поддерживается небольшое разрежение - около 0,097 МПа за счет отсоса паровоздушной смеси в сальниковый подогреватель СП1, где пар отдает свое тепло холодному конденсату, прокачиваемому по трубкам, и конденсируется, а воздух отсасывается водоструйным эжектором.

Кроме пара из уплотнений в сальниковый подогреватель также отсасывается паровоздушная смесь от штоков стопорных, регулирующих и сбросных клапанов турбины. Из предшествующих камер уплотнений штоков пар отводится в деаэратор, а из штоков регулирующих клапанов ЦВД - в линию горячего промпарегрева.

Для настройки работы концевых уплотнений ЦНД предусмотрены индивидуальные ручные вентили на каждом трубопроводе подачи пара на передние и задние уплотнения.

На основании анализа эксплуатации турбин мощностью 800 МВт «головной серии» (новой модификации) были выявлены некоторые недостатки в схеме уплотнений этих турбин (рис. 15.2, а). Ручная разделительная задвижка коллектора подачи пара на уплотнения должна быть открыта настолько, чтобы обеспечить подачу (подмешивание) пара из «горячего» коллектора в «холодный» с температурой 235° С и расходом 0,7 т/ч. На неко горых турбинах относительные удлинения РНД и РСД достигали значений, близких к предельным при работе по диспетчерскому графику. При отключении турбины роторы дополнительно удлинялись за счет уменьшения центробежных сил, и относительные удлинения превышали допустимые пределы, что могло приводить к задеваниям в проточной части турбин и, как следствие, к повреждению бандажных лент, лопаток и дисков. Следует учесть, что при отключении турбины для предотвращения захлаживания ЦВД в «горячий» коллектор подается пар с температурой 400° С. Температура пара в районе концевых уплотнений ЦСД и ЦНД при этом может превысить допустимую вследствие произвольного (неконтролируемого) открытия ручной разделительной задвижки и повышения давления в «горячем» коллекторе, а следовательно и в «холодном». Регулятор давления, прикрывая регулирующей

клапан на подводе пара в «холодный» коллектор, уменьшает тем самым расход пара в этот коллектор и температуру пара в нем

В настоящее время на турбинах этой серии внедрена новая схема конденвых уплотнений, показанная на рис. 15.2, б. Основная особенность этой схемы состоит в отключении уплотнения ЦВД от остальных цилиндров путем установки на коллекторе подачи пара дополнительной электрифицированной разделительной задвижки РЗ. На уплотнения турбины пар подается из коллектора собственных нужд КСН с температурой 440° С в «горячий» коллектор и через парохладитель в «холодный» коллектор с температурой 180° С. Новая схема обеспечивает работу турбины как в тепловом режиме с деаэратором, так и в бездеаэрационной схеме

15.2. ВАКУУМНАЯ СИСТЕМА

Глубокий вакуум за последней ступенью ЦНД создается конденсаторной группой, в которую входят конденсатор, воздухоотсасывающие устройства (эжекторы), конденсационная система и система циркуляционной охлаждающей воды.

В настоящее время на электростанциях используют схемы циркуляционного водоснабжения с централизованными насосными станциями и с индивидуальными насосами на каждый конденсатор. Для обеспечения мобильности схемы с индивидуальным водоснабжением следует предусмотреть между трубопроводами подачи циркуляционной (охлаждающей) воды к конденсаторам одного турбоагрегата перемычку, желательно такого же сечения, как основных трубопроводов. Наличие перемычки с отключающей арматурой на каждом водоводе непосредственно за насосами позволяет производить пуск турбины с одним рабочим циркуляционным насосом, тогда как отсутствие такой перемычки накладывает категорический запрет на пуск турбины из-за отсутствия расхода воды через трубы одного конденсатора, чтобы не допустить перегрева конденсатора и нарушения вальцовочного соединения труб с трубными досками. На сливных водоводах устанавливаются задвижки с электроприводом, которые служат для регулирования расхода охлаждающей воды через конденсаторы. Задвижки на напоре при пуске должны быть открыты.

В циркуляционной системе турбины К-800-240 установлены два водоструйных эжектора типа ЭВ1-230, которые предназначены для создания разрежения в системе при заполнении ее водой перед пуском турбоустановки, а также для удаления воздуха при скоплении его в верхних точках сливных циркуляционных водоводов, что обеспечивает заполнение водой верхних труб конденсаторов. При снижении уровня воды в сливном водоводе (вследствие скопления воздуха) происходит автоматическое включение эжектора по им-

пульсу от реле, установленного в верхней точке водовода, и, тем самым, предотвращается срыв сифона. При повышении уровня воды в сливном водоводе эжектор автоматически отключается.

Несмотря на высокую деаэрационную способность современных конденсаторов, в их паровое пространство поступает большое количество воздуха из-за неплотностей вакуумной системы, из-за неконденсировавшихся газов, поступивших вместе с паром и наличия растворенного кислорода в обесолненной воде и конденсате, а также в других сбросах в паровое пространство, что отрицательно сказывается на разрежении в конденсаторе (глубине вакуума). Для отсоса паровоздушной смеси из блока К-800-240 установлены три водоструйных эжектора типа ЭВТ-1000, обеспечивающих нормальный теплообмен в конденсаторах. Один эжектор резервный. На всасывающих паровоздушную смесь трубопроводах установлены обратные клапаны, предотвращающие попадание рабочей воды в конденсатор в случае нарушения работы эжектора

Конденсационная установка должна обеспечивать поддержание оптимального вакуума на всех режимах работы установки, соблюдение нормативных температурных напоров и норм качества конденсата. При эксплуатации конденсационной установки должны производиться: контроль за чистотой поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора, профилактические мероприятия по предотвращению загрязнений конденсатора для поддержания нормативного температурного напора, периодические чистки конденсаторов при ухудшении вакуума по сравнению с вакуумом по нормативной характеристике на 0,5%; контроль за расходом охлаждающей воды на конденсатор и поддержание его в соответствии с температурой охлаждающей воды и нагрузкой; периодическая проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнения; контроль за водной плотностью конденсаторов путем химических анализов конденсата, контроль за содержанием кислорода после конденсатных насосов.

Деаэрирующая способность конденсатора должна обеспечивать содержание кислорода в конденсате после конденсатных насосов не более 20 мкг/кг. Присосы воздуха не должны превышать 60 кг/ч в диапазоне нагрузок 40-100% номинальной.

Необходимо следить за температурой охлаждающей воды, нагрев которой в конденсаторе для турбины К-800-240 в любое время года не должен превышать 5 °С.

Проверка плотности вакуумной системы может осуществляться на работающей турбине по расходу воздуха, отсасываемого эжектором, и по скорости падения вакуума при отключении эжектора и при постоянной нагрузке. Выполнение этих измерений и сравнение их с выполненными ранее дает возможность судить об изменении воздушной плотности и производить сопоставление качественного состояния вакуумной системы агрегата.

Наиболее простой и часто употребляемой проверкой плотности вакуумной системы является проверка по скорости падения вакуума при отключении эжектора при постоянной нагрузке турбины и закрытии задвижки на трубопроводах отсоса воздуха. Общая продолжительность испытания при хорошей плотности составляет 5-6 мин, а при быстром падении вакуума

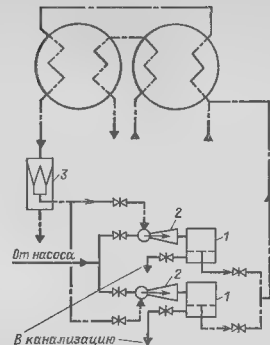
3-4 мин. Значения вакуума записываются через каждые 30 с. Повышение давления в конденсаторе выше 19 кПа не допускается. Начало отсчета — через 1-2 мин после закрытия задвижек на трубопроводах отсоса воздуха из конденсатора. При скорости падения вакуума больше 2 мм рт. ст./мин, все неплотности должны быть выявлены и устранены в кратчайший срок. В этом случае необходимо выполнить проверку мест вероятных присосов воздуха и устранить их. Для этой цели существует методика определения мест неплотностей на работающей под нагрузкой турбине с помощью галовдного течеискателя. Если и после этого вакуумная плотность будет недостаточной, то необходимо провести на остановленной турбине после полного ее остывания опрессовку вакуумной системы при помощи заливки парового пространства конденсаторов и трубопроводов, находящихся при работе турбины под вакуумом обессоленной водой и устранить все выявленные неплотности системы.

В настоящее время разработан новый, более прогрессивный способ визуальной проверки герметичности вакуумной системы, основным достоинством которого является отсутствие необходимости заполнения конденсатора водой при сохранении его эксплуатационной надежности. Способ позволяет выявить места неплотностей в зонах, расположенных не только ниже горизонтального разреза, но и находящихся выше его, а также определить неплотности самого горизонтального разреза. Новый способ проверки плотности вакуумной системы легко реализуется до начала пусковых операций на энергоблоке и может быть совмещен с предпусковыми операциями блока.

Основным показателем качества работы конденсационной установки является абсолютное давление в конденсаторе. Наряду с уменьшением расхода охлаждающей воды по ряду причин, ухудшением работы эжекторов, неплотностями вакуумной системы, большое отрицательное влияние на работу конденсаторной группы оказывают загрязнения внутренних поверхностей конденсаторных труб отложениями накипи, ила, а также микроорганизмов со всеми вытекающими последствиями по уменьшению проходных сечений и увеличению гидравлического сопротивления конденсатора.

На электростанциях страны для очистки поверхностей охлаждения конденсаторов от механических и биологических отложений применяются механические способы очистки, термическая сушка и химическая промывка. Конденсаторные трубы очищают путем динамического воздействия на отложения струи воздуха или воды, истекающей из специального устройства, называемого воздушно-водяным пистолетом, который может подключаться для работы на воздухе, воде или воздушно-водяной смеси. Наиболее эффективным ударным действием обладает струя воздушно-водяной смеси, создание которой осуществляется в специальном раздаточном колпоскопе. Колпоскоп одним присоединительным шлангом подключается к пистолету, двумя другими — к воздушной и водяной магистралям. Регулировка соотношения воды и воздуха осуществляется регулировочными вентилями, а перетечка воды и воздуха предотвращается обратными клапанами. Этим способом не удастся прочистить все трубы, и в процессе эксплуатации непрерывно увеличивается количество забитых труб, что ведет не только к увеличению гидравлического сопротивления, но и к появлению язв коррозии труб под слоем отложений. Для очистки забитых труб применяется высоконапорная

Рис. 15.3. Схема шариковой очистки конденсаторной группы для одного потока охлаждающей воды



установка, в конструкции которой используется специальное реактивное сопло, работающее на давлении воды 40-50 МПа.

Термическая сушка конденсаторов состоит в воздействии на органические отложения повышенными температурами, которые способствуют разложению отложений. Метод может осуществляться на остановленном в ремонт энергоблоке или при отключении одного конденсатора на работающем блоке. Для термической сушки открываются люки в отключенный конденсатор со стороны входа и выхода воды. К нижнему люку подключается электрический или паровой калорифер с воздухоподогревом для подачи горячего воздуха в конденсатор и создается проток горячего воздуха по ходу воды. От воздействия высоких температур органические отложения погибают и могут быть сравнительно легко удалены с помощью воздушного пистолета или напором воды при подключении данного конденсатора в работу. Изложенный метод условно можно назвать «искусственной» термической сушкой. Применяется также «естественная» термическая сушка, когда на отключенном конденсаторе вскрывают все люки в его полость и открывают их настежь. Повышением нагрузки на блоке поднимают температуру выхлопного патрубка до 60° С, при этом сушка отложений в трубах осуществляется теплотой отработавшего в турбине пара. В процессе термической сушки не допускается повышение температуры выше 80° С по условиям надежности вальцовочных соединений.

В практике обслуживания конденсаторов применяется химическая промывка, где в качестве моющего реагента широко используется 3-5%-ный раствор технической соляной кислоты с добавлением различных ингибиторов коррозии. В зависимости от применяемого материала конденсаторных труб и состава минеральных отложений выбираются необходимый для данной электростанции моющий реагент и технология химической промывки.

В настоящее время ЛМЗ поставляет с каждой турбоустановкой систему шариковой очистки труб конденсаторов (рис. 15.3). Эта система предназначена

для очистки внутренних поверхностей конденсаторных труб за счет непрерывной циркуляции шариков из губчатой резины диаметром 28 мм. Очистка шариками используется для систем, работающих на пресной охлаждающей воде, и устанавливается в турбинном цехе. Система шариковой очистки устанавливается на каждом потоке охлаждающей воды и состоит из камер загрузки 1, двух водоструйных эжекторов 2, шарикоулавливающих устройства 3 и восьми клиновых задвижек с выдвижными шпинделями типа ПФ 11010-00. Применение шарикоочистки позволяет постоянно поддерживать чистоту внутренней поверхности конденсаторных труб и увеличивает межплановый период чистки конденсаторов.

15.3. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ ОТ ОБРАТНОГО ПОТОКА ОТБИРАЕМОГО ПАРА

Система включает клапаны обратные типа КОС, устанавливаемые на трубопроводах регенеративных, промышленных и теплофикационных отборов пара и защищающие турбину от обратного потока пара при снижении или полном сбросе нагрузки. Клапаны снабжены сервомоторами, создающими дополнительное усилие на закрытие при их срабатывании. Для управления сервомоторами предназначена система подвода и подготовки конденсата, в которую входят трубопроводы, отключающая арматура, фильтры пластинчатого типа для очистки конденсата, поступающего для питания сервомоторов, средства для его протока и удаления воздуха из системы с управляющими вентилями, имеющими электромагнитные приводы, и манометрами для контроля за работой системы.

Обратные клапаны типа КОС выполняются в двух модификациях (подъемные и поворотные).

Обратные клапаны (подъемные, тарельчатого типа с возвратно-поступательным перемещением тарелки над седлом в вертикальном направлении под воздействием потока пара) приведены на рис. 15.4. Над крышкой клапана размещен сервомотор пружинного действия с передачей усилия тарелке через шток. Герметичность закрытых клапанов обеспечивается притертыми друг к другу уплотняющими поверхностями тарелки и седла.

Обратные клапаны поворотные (рис. 15.5) имеют корпус с рычагом установленным внутри корпуса на оси, и тарелкой, подвешенной к рычагу для обеспечения правильной посадки ее на седло. Тарелка свободно отклоняется под воздействием потока пара на угол больше 30° от вертикального положения. Сервомоторы, размещенные на крышке сверху, передают усилие тарелке клапана рычагом, помещенным в конце поворачивающего вала, связанного с сервомотором. Плотность клапанов обеспечивается притертыми друг к другу уплотняющими поверхностями тарелки и седла. Для осмотра ходовых частей и уплотняющих поверхностей клапанов предусмотрены боковые патрубки с фланцем и заглушкой.

Сервомотор мембранный (рис. 15.6), пружинного действия. Мембрана состоит из трех слоев резины, разделенных двумя капроновыми кордами

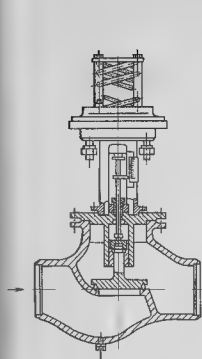


Рис. 15.4. Клапан обратный подъемный

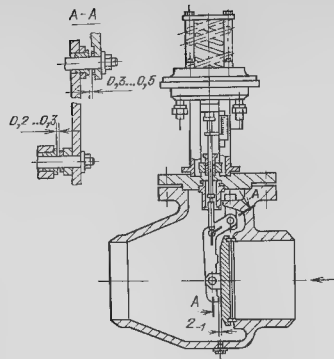


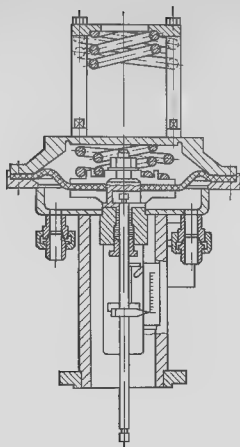
Рис. 15.5. Клапан обратный поворотный

Положение мембраны при сборке сервомотора выпуклой поверхностью вверх обеспечивает опирание конусной верхней поверхности мембраны на внутреннюю поверхность крышки при воздействии давления конденсата, находящегося под мембраной. Центральная часть мембраны зажата между двумя дисками. На верхнем диске размещены две силовые пружины. Во втулке нижнего диска находится крепление штока сервомотора, проходящего через сальниковые уплотнения сервомотора и крышки клапана. Шток не имеет жесткого соединения с тарелкой клапана.

Под воздействием давления конденсата мембрана занимает верхнее положение до упора тарелки в крышку, сжимая пружины и перемещая шток сервомотора в верхнее положение (сервомотор находится во взведенном состоянии). При прекращении воздействия давления конденсата на мембрану пружины освобождаются, перемещают мембрану и шток сервомотора вниз, создавая усилие на закрытие тарелки клапана происходит срабатывание сервомотора.

На сервомоторе установлены конечный выключатель для подачи сигнала о закрытии клапана и указатель положения (шкала и стрелка).

Усилие, развиваемое сервомоторами, ограничено и может вызвать лишь дросселирование отбираемого пара. Перепад давления в затворе клапана при воздействии сервомотора не превышает 0,1—1 МПа в зависимости от размеров клапанов и расхода пара. По этой причине обратные клапаны не могут служить запорным устройством при прямом потоке пара. Чувствительность сервомоторов, т.е. разница в давлениях воды в одном и том же положении мембраны при испытании на закрытие и открытие, составляет 0,08—0,12 МПа.

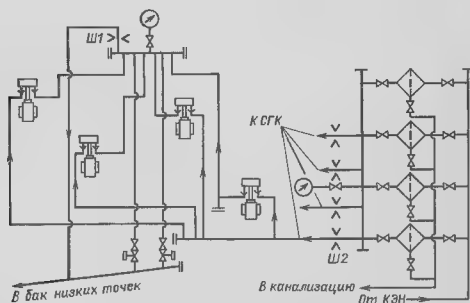


При работающей турбине с отбором пара тарелка обратного клапана находится под воздействием потока пара, поступающего от турбины. Давлением конденсата под мембраной шток сервомотора поднят и не препятствует перемещению тарелки. При сбросах нагрузки тарелка клапана закрывается обратным потоком пара и дополнительным усилием, создаваемым сервомотором при прекращении давления конденсата на мембрану.

Работа сервомоторов и управление ими обеспечивается гидравлической системой, показанной на рис. 15.7. Конденсат из напорной линии конденсатных насосов проходит через группу пластинчатых фильтров, имеющих отключающую арматуру, и через ограничивающую расход шайбу

Рис. 15.6. Сервомотор мембранный

Рис. 15.7. Схема управления обратными клапанами



Ш2 поступает по трубопроводам в сервомоторы группы клапанов (СГК). Проток конденсата через шайбу Ш1 создает расход для охлаждения сервомоторов. Размеры шайб Ш1 и Ш2 обеспечивают необходимое давление конденсата под мембранами для удержания сервомоторов во взвешенном состоянии при давлении перед шайбой Ш2 более 0,7 МПа. Включенные в коллектор вентили с электромагнитным приводом служат для выпуска

конденсата из сервомоторов в сливную линию конденсата, при этом снижается давление в системе и происходит срабатывание сервомоторов. После закрытия вентилей сервомоторы обратных клапанов приводятся во взвешенное состояние давлением конденсата.

Обратные клапаны типа КОС устанавливаются на горизонтальных участках трубопроводов сервомотором вверх. Установку производят без перекосов, чтобы исключить самопроизвольное открытие тарелки. Сварку стыков трубопроводов питания системы подвода выполняют с помощью накладных муфт. Необходимо проверить размеры зазоров (см. рис. 15.4 и 15.5), надежность выполнения подвесок рычагов тарелок и концентричность положения уплотняющих поверхностей тарелок, проверить и обеспечить плотность притирки уплотняющих поверхностей, а также фактическое соответствие указателей и переключателей положения закрытых клапанов.

Перед каждым пуском и остановкой турбины производят испытания и, при надобности, наладку системы защиты с опробованием ее действия не менее 2 раз, а также через 800 1000 ч при непрерывной работе установки. Опробование работы обратных клапанов может быть допущено при снижении расхода в трубопроводе отбора или при его отклонении. В турбоустановках, имеющих турбоаппараты, питающиеся паром из отбора турбины, опробование производят во время работы электронасоса при остановленном турбоаппарате.

Клапаны периодически проверяются на срабатывание: подается импульс на закрытие и определяется закрытие по электрическому сигналу. Периодические проверки могут проводиться при работе установки. Для обеспечения минимального влияния опробования или для возможности одновременного его проведения предусматривается групповое разделение управления сервомоторами, при этом количество клапанов в группе, обеспечивающих необходимое быстродействие, не более четырех. Количество групп управления определяется схемой турбоустановки. Прокладка трубопроводов группы управления от фильтров к сервомоторам и от сервомоторов к верхней точке трубопроводов должна выполняться без воздушных мешков, с постепенным подъемом к коллектору. Сливные трубопроводы от сервомоторов к коллектору должны проводиться автономно для каждого сервомотора. Время закрытия клапанов, определяемое от поступления электрического сигнала на включение вентилей до появления сигнала о посадке клапанов, около 1 с.

Клапаны, установленные на трубопроводах промышленных или теплофикационных отборов или связанные с подводом пара от постороннего источника, должны испытываться на плотность при пусках и остановках турбин, для чего при частоте вращения турбины 1000 2000 об/мин необходимо подводить пар от постороннего источника через трубопровод диаметром 50 мм, имеющий отключающую арматуру и манометр. Врезка трубопровода опробования производится между обратным клапаном и задвижкой. При опробовании давление подаваемого пара не должно превышать 0,2 0,3 МПа. Неземленности частоты вращения турбины при испытании будут свидетельствовать об исчерпанном состоянии затворов. Неисправности в системе защиты турбины обратными клапанами недопустимы и должны устраняться. Пуск турбины с обнаруженными неисправностями не допускается.

Надежность и экономичность работы паротурбинного оборудования в значительной степени зависит от водоподготовки и водно-химического режима. Организация оптимального водно-химического режима блока и ТЭС в целом должна учитывать условия работы как котельного, так и турбинного оборудования. Неплотности оборудования, работающего под вакуумом, неплотности в вальцовочных соединениях труб с основными турбинными досками конденсаторов, добавочная обессоленная вода, коррозия металла при неработающем оборудовании и во время его работы и другие причины приводят к загрязнению конденсата, питательной воды и пара. Для сведения к возможному минимуму интенсивности процессов образования отложений и коррозии необходимо качество рабочей среды поддерживать в пределах показателя, приведенных в табл. 15.1.

Таблица 15.1 Качество рабочей среды

Показатель	НПО ЦКТИ		ПТЭ ГАР
	ГАР	КОР	
Содержание соединений натрия, мкг/кг	3	2	5
Удельная электрическая проводимость при 25 °С, после Н-фильтра, мкСм/см	0,25	0,2	
Условное солесодержание, мкг/кг	40	35	
Содержание водорода после второй ступени перегрева, мкг/кг	5	1	—

Примечание ГАР гидролизно-аммиачный режим КОР комбинированный окислительный режим

В течение первых двух суток после подключения турбины к котлу или при подключении второго корпуса дубли-блока в питательной воде и паре, подаваемом в турбину, допускается превышение норм, приведенных в таблице, по содержанию соединений железа, меди и кремниевой кислоты, но не более чем на 50%. При этом в первые сутки допускается превышение содержания соединений железа и кремниевой кислоты до 50 мкг/кг по каждому из этих показателей. При включении прямооточного котла после капитального, среднего или текущего ремонта указанное превышение норм (не более чем на 50%) допускается в течение четырех суток. При этом в первые сутки содержание соединений железа и кремниевой кислоты допускает до 100 мкг/кг по каждому из этих показателей.

В ближайшей перспективе число пусков остановов блоков будет возрастать, и даже блоки 800 МВт предлагают останавливать на выходные дни. При остановках пусках оборудования происходит нарушение сплошности защитных пленок оксидов и увеличиваются притоки охлаждающей воды. В настоящее время оборудование энергоблоков при кратковременных остановках не консервируется, а потому процессы коррозии и коррозионно-эрозийного износа металла протекают интенсивней, что ведет к ухудшению показателей качества конденсата турбины, питательной воды и пара в первые три дня после пуска.

Основной вывод, который делают специалисты по водно-химическим режимам, состоит в том, что крайне нежелательны частые пуски — остановки энергоблоков и при наличии технической возможности более целесообразна разгрузка мощных энергоблоков без их полного останова; необходимо исключить попадание даже следов масла из системы смазки в конденсат в период операций по пуску и останову турбины, так как смазочные материалы содержат потенциально-кислые соединения, резко стимулирующие процесс коррозии; необходимо при каждом останове осуществлять надежную консервацию оборудования энергоблока, включая проточную часть турбины.

15.5. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА И ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ПУСКА

Эксплуатация турбоагрегата выполняется в строгом соответствии с требованиями документации завода-изготовителя. Инструкция по эксплуатации паровой турбины разрабатывается применительно к определенной тепловой схеме, выбранной для данной электростанции, с учетом конструктивных особенностей котлоагрегата, принятой схемы пускобросного устройства, конкретного вспомогательного оборудования махиала и с использованием в полном объеме КИП, автоматики, защит и технологической сигнализации.

Графики-задания пуска и нагружения турбины из различных тепловых состояний разрабатываются с учетом использования системы обогрева фланцев и шпилек горизонтального разреза ЦВД и ЦСД.

Пуск турбины запрещается:

- при неисправности любой из защит, действующих на останов оборудования;
- при неисправности устройств и приборов контроля технического состояния оборудования;
- при дефектах в системах регулирования и парораспределения;
- после проведения ремонтных работ узлов системы регулирования без снятия их характеристик;
- при неисправных обратных клапанах на трубопроводах отбора пара из цилиндров;
- при неисправности дистанционного управления оперативными регулирующими органами, а также задвижками, используемыми при ликвидации аварийных положений;
- при качестве масла, не удовлетворяющем нормам, и при температуре масла, превышающей установленные пределы;
- при наличии парений, течей;
- при неисправности одного из масляных насосов турбины или устройств для их автоматического включения;
- при обрыве пружинных подвесок паропроводов.

Перед подачей пара в турбину, когда ротор вращается ВПУ, размах колебаний указателя искривления вала не должен превышать 0,07 мм. При пуске турбины и увеличении частоты вращения до 1000 мин⁻¹ искривление вала не должно превышать 0,1 мм, дальнейшее повышение частоты вращения от 1000 мин⁻¹ до номинальной лимитируется искривлением, равным 0,25 мм. Если в указанном диапазоне частот искривление ротора достигнет указанных значений, турбину следует немедленно остановить и вращение ротора перевести на ВПУ. Последующий пуск разрешается только после выяснения и устранения причин повышенного искривления ротора.

Лопаточный аппарат турбины рассчитан и настроен на работу при отклонениях частоты сети в пределах 49—50,5 Гц. При отклонениях частоты за указанные пределы дежурным персоналом станции и энергосистемы должны быть приняты немедленные меры для ее восстановления. В аварийных для системы ситуациях допускается кратковременная работа турбины при частоте сети:

- 50,5 51 Гц — однократно продолжительностью не более 3 мин и не более 500 мин за весь срок эксплуатации
- 49 48 Гц — однократно продолжительностью не более 5 мин и не более 750 мин за весь срок эксплуатации,
- 48 47 Гц — однократно продолжительностью не более 1 мин и не более 180 мин за весь срок эксплуатации,
- 47 46 Гц — однократно продолжительностью не более 10 с и не более 30 мин за весь срок эксплуатации

Основные принципы организации режимов пуска турбины заложены в инструкцию по эксплуатации и графики-задания, разработанные на основе проведенных расчетов и исследований термонапряженного состояния роторов и корпусных деталей.

Исследования ЛМЗ, ВТИ и ЦКТИ подтвердили возможность деформации корпусных деталей в результате кратковременного воздействия пусковых температурных напряжений даже при единичных пусках, не говоря уже о нестационарных режимах работы и жестких пусках. Этим объясняется целый ряд требований, предъявляемых к предпусковому прогреву, повышению частоты вращения и нагрузке турбины. Разность температур по толщине стенок корпуса стопорного клапана не должна превышать 50° С в интервалах температур металла до 400° С, 30° С в интервале от 400 до 450° С и 20° С от 450° С и выше; разность температур металла верха и низа ЦВД и ЦСД в зоне паровпуска не должна превышать 50° С; разность температур внутренней и наружной поверхности стенки ЦВД в зоне паровпуска не должна превышать 30° С; разность температур металла фланцев горизонтального разъема цилиндров в поперечном сечении (по ширине) не должна превышать 80° С; между верхним и нижним.

правым и левым — 10° С; между фланцем и шпилькой — 20° С; разность температур пара в трубах не должна превышать 35° С при температурах пара ниже 450° С и 20° С при температурах пара выше 450° С. Максимальная скорость повышения температуры металла перепускных труб не должна превышать 15° С/мин.

На электростанциях постоянно стоит задача ускорения пуска энергетического оборудования в работу после монтажа, капитальных, средних, расширенных средних и текущих ремонтов, а также после остановки с глубоким расхолаживанием с одновременным соблюдением ограничений по термонапряженному состоянию.

Для обеспечения прогрева РСД в условиях малых центробежных сил до температуры 100–120° С, представляющей верхний температурный предел «хладноломкости» материала Р2М, из которого изготовлен РСД, в действующих инструкциях предусматривается при пуске из холодного состояния выдержка при частоте вращения 800–1000 мин⁻¹. Длительность выдержки определяется температурным состоянием ЦСД и по типовым графикам-заданиям составляет от 60 мин до 120 мин. Для сокращения времени пуска путем исключения этой выдержки разработана и внедрена технология специального прогрева РСД, применение которой позволяет за 30–90 мин, в зависимости от типа турбины, прогреть ЦСД, а следовательно и РСД, одновременно с проведением других предпусковых операций по энергоблоку до температуры, превышающей 100° С.

В зависимости от теплового состояния турбины режимы пуска делятся на следующие

из холодного состояния (при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД, не превышающей 170 и 150° С соответственно);

из неостывшего состояния (при температуре металла паровпускных частей ЦВД от 170 до 420° С, а ЦСД от 150 до 440° С);

из горячего состояния (при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД выше 420 и 440° С соответственно).

В графиках-заданиях предусматривается, что при пусках турбины из неостывшего состояния температура свежего пара превышает температуру металла в зоне паровпуска турбины примерно на 80° С. Это связано с тем, что дросселирование пара в регулирующих клапанах в процессе первоначального нагружения турбины приводит к снижению температуры пара и для исключения этого явления первоначальная нагрузка выбирается такой, чтобы температура пара в регулирующей ступени после взятия нагрузки была не ниже температуры металла в зоне паровпуска. Первоначальная нагрузка диктует давление свежего пара

Прогрев корпусов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и перепускных труб необходимо вести в «пидаждем» режиме, исключая тепловые удары, для чего следует применять прогрев на режиме конденсации при ступенчатом открытии клапанов вплоть до полного открытия. При ступенчатом открытии клапанов необходимо выдерживать скорость повышения давления на начальном этапе подъема не выше 0,05 МПа/мин.

При полностью остывшей турбине указатели абсолютного расширения цилиндров турбины должны находиться вблизи положения «0», относительного положения роторов и осевого сдвига — в пределах осевого разбега роторов в опорно-упорном подшипнике. Абсолютные перемещения корпусов подшипников должны соответствовать тепловому состоянию цилиндров и очень важно эти величины определить при первых пусках турбины на электростанции. Во время первых пусков турбоагрегата также следует провести специальные измерения для уточнения критических частот вращения валопровода.

При повышении частоты вращения и нагнетении турбины после монтажа, ремонта или ревизии надо проверять симметричность тепловых расширений цилиндров по специальным реперным штифтам, установленным на корпусах подшипников и лапах корпусов, где допускается разница между правой и левой сторонами $\pm 0,5$ мм. Если тепловые расширения оказываются несимметричными или же не соответствуют зафиксированным ранее, то подъем частоты вращения или нагружения необходимо прекратить до выяснения причин и их устранения.

Температура пара в выхлопных частях ЦНД, измеренная штатными приборами с правой стороны, при пусках турбины и работе до 30% нагрузки должна автоматически поддерживаться в пределах 80—120°С регулятором выброска конденсата в пароприемные устройства конденсатора. При нагрузках выше 30% номинальной температура пара в выхлопных частях не должна превышать 60°С.

Температура баббита опорных подшипников и колодок упорного подшипника не должна превышать 100°С. В случае повышения до 105°С следует прекратить нагружение и снизить нагрузку до значения, при котором температура баббита снизится до 90°С, проработать при этой нагрузке 2–4 ч. Если при последующем нагружении турбины температура баббита колодок превысит 110°С, турбину следует остановить для осмотра, выявления и устранения причин нагрева.

На период пуска турбины после монтажа и капитальных ремонтов в корпус стопорных клапанов устанавливаются сита с отверстиями диаметром 1,5 мм для предотвращения попадания в проточную часть турбины посторонних механических частиц типа сварочного града, окалины и т. д. В этот период

необходимо особо внимательно следить за перепадом давления на ситах, который на всех режимах работы не должен превышать 0,6 МПа. При перепаде 0,5 МПа подается предупредительный сигнал. В случае повышения перепада до 0,6 МПа (что свидетельствует о засорении сита) турбину необходимо остановить и очистить сита. Замена монтажных сит эксплуатационными с отверстиями диаметром 3,5 мм проводится при уверенности в чистоте парового тракта до стопорного клапана.

При аварийном закрытии одного из регулирующих клапанов ЦВД допускается временно (до останова) эксплуатация турбины с определенными ограничениями для каждого типа турбины, изложенными в соответствующем информационном письме завода и нашедшем отражение в инструкциях завода по эксплуатации, выпущенных после 1981 г.

Ниже изложены положения, которыми обязан руководствоваться эксплуатационный персонал при возникновении аварийной ситуации.

Турбина должна быть аварийно остановлена со срывом вакуума: при снижении (по показаниям манометра) давления масла в системе смазки до 0,03 МПа; при осевом сдвиге ротора на 1,2 мм в сторону переднего подшипника или 2 мм в сторону генератора; при увеличении давления в конденсаторах до 0,02 МПа ($0,2 \text{ кгс/см}^2$); при внезапном изменении виброскорости как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения; при загорании масла и невозможности ликвидировать пожар.

Турбина должна быть немедленно остановлена: при увеличении частоты вращения ротора выше 3360 мин^{-1} ; при неисправности автомата безопасности, при появлении искр или дыма из концевых уплотнений турбины; при гидравлических ударах в цилиндрах или трубопроводах; при разрыве или обнаружении трещин в маслопроводах, паропроводах, а также трубопроводах основного конденсата и питательной воды; при срабатывании атмосферных клапанов ЦНД; при повышении уровня в любом из ПВД до III предела; при резком понижении температуры свежего пара от номинальной до 470°С; при явно слышимом металлическом стуке в турбине.

Не допускается работа турбины: при относительных положениях роторов, превышающих установленные пределы; при повышении температуры баббита любого опорного подшипника до 100°С или колодок упорного подшипника до 110°С; при повышении температуры масла на сливе любого подшипника до 75°С; при снижении уровней масла в маслябаке или баке системы регулирования ниже предельных значений; при повышении температуры пара выхлопных частей ЦНД выше значений, указанных в инструкции по эксплуатации конкретной

турбины; при беспаровом режиме более 3 мин; при произвольном закрытии стопорных клапанов ЦВД или ЦСД; при работе с одним открытым регулирующим клапаном ЦВД или ЦСД; при повышении температуры свежего пара выше 575° С с выдержкой времени до 3 мин; при повышении температуры пара после промпрегрева выше 560° С с выдержкой времени до 3 мин, при давлении пара в камере регулирующей ступени ЦВД и на выходе ЦВД выше указанного в инструкции завода для данного типа турбины

156 ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

Общие положения. Основной задачей обслуживающего персонала является обеспечение заданной мощности при надежной и экономичной работе отдельных систем и турбоустановки в целом. При нормальной работе блока под нагрузкой турбинное оборудование должно работать с полностью включенными регуляторами, защитами, блокировками

Оперативный персонал во время эксплуатации турбоагрегата обязан регулярно производить осмотр всего оборудования и запись показаний приборов, а в конце смены сделать анализ суточной ведомости и диаграмм регистрирующих приборов; следить за исправной работой приборов, средств автоматики и дистанционного управления, прослушивать турбину при всяких изменениях нагрузки периодически в течение смены, постоянно следить за вибрацией агрегата, следить за давлением пара в камере регулирующей ступени ЦВД и в камерах отборов; при работе под нагрузкой производить поочередное расхолаживание сервомоторов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД. Производить один раз в сутки при работе турбины под нагрузкой контроль турбинного масла и огнестойкой жидкости по внешнему виду на содержание воды, шлама и механических примесей с целью определения необходимости их очистки, проводить лабораторный анализ качества пара и содержания кислорода в основном конденсате; контролировать перепад на ситах стопорных клапанов ЦВД, проверять состояние токосъемных щеток и схемы контроля, с помощью которой можно определять ток, протекающий через щетки, контролировать давление в фильтрах тонкой очистки и при повышении до предельного значения своевременно отключить фильтр и заменить фильтрующую ткань

Параметры пара и допускаемые нагрузки (на примере турбины типа К-800-240). Для обеспечения экономичной и надежной работы турбоагрегата поддерживать перед турбиной номинальные параметры свежего пара и пара промжидкого перегрева. Влияние изменения начальной температуры пара пара после промпрегрева, начальной температуры пара, потери давления в тракте промпрегрева наглядно показано на кривых поправок к мощности и удельному расходу теплоты (рис. 15.8 и 15.9)

Допускается длительная работа турбины при отклонении параметров от номинальных значений (в любых сочетаниях) в следующих пределах (при температуре свежего пара 540° С): при одновременном отклонении начальных давления от 23,05 до 24,03 МПа и температуры от 530 до 545° С; при

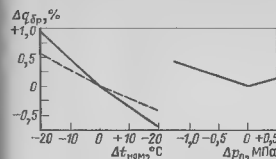


Рис. 15.8. Влияние отклонений начальных параметров пара на удельный расход теплоты турбоустановки (брутто)

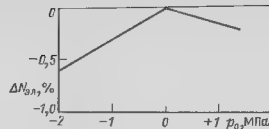


Рис. 15.9. Влияние отклонений начального давления пара на мощность турбины

отклонении температуры пара после промпрегрева от 530 до 545° С, при повышении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор до 33° С и расходе ее 73000 м³/ч.

Разрешается длительно эксплуатировать турбину с 30%-ной номинальной нагрузкой при номинальных параметрах, при этом время постепенного перехода со 100%-ной нагрузки до 30% должно составлять не менее 60 мин. В диапазоне нагрузок от 100 до 30% температура свежего пара после промпрегрева должна быть номинальной, но при снижении нагрузки от 60 до 30% разрешается плавное снижение температуры свежего пара от номинальной до 505° С за время не менее 60 мин.

При сбросах нагрузки вплоть до 30% номинальная температура должна сохраняться в течение не менее 5 мин.

Допускается кратковременная работа турбины на собственные нужды и на холостом ходу после сброса нагрузки. При этом длительность работы на холостом ходу и нагрузке собственных нужд не должна быть более 30 мин.

При температуре свежего пара перед стопорными клапанами ЦВД в интервале 566–570° С, а также пара перед стопорными клапанами ЦСД в интервале 546–550° С разрешается работа турбины в течение не более 30 мин, причем общая продолжительность работы при этих температурах не должна превышать 200 ч в год.

Турбина допускает пуск и последующее нагружение после остановки любой продолжительности. Приемное устройство конденсаторов рассчитано на прием 1300 т/ч воды из котла и из растопочного расширителя при пуске турбины. По прочности водоприемное устройство рассчитано на давление 1,96 МПа при температуре 200° С. Пароприемные устройства рассчитаны на прием 1540 т/ч пара из ПСБУ при сбросах нагрузки при давлении 0,69 МПа и температуре 200° С. Прием пара и воды в конденсаторы прекращается при давлении в конденсаторах 0,02 МПа.

Давление пара в камере регулирующей ступени при нагрузке 800 МВт, расчетном расходе пара, номинальных параметрах и полностью включенной системе регенерации должно быть 15,7 МПа.

При максимальном расходе пара 2650 т/ч на турбину и отсутствии дополнительных отборов мощность турбины составляет 850 МВт и время эксплуатации с такой нагрузкой не ограничивается.

В случае отключения одной группы ПВД мощность турбины не должна превышать 785 МВт, давление в регулирующей ступени при этом должно быть не выше 14,7 МПа. При отключении всех ПВД мощность турбины должна быть снижена на 50 МВт, а давление в регулирующей ступени должно быть не выше 13,3 МПа.

Во всех случаях давление пара перед ЦНД не должно превышать 0,31 МПа.

Обслуживание системы регулирования. Проверку системы регулирования и защиты необходимо производить при каждом пуске турбины независимо от продолжительности простоя, а также при каждой остановке турбины в ремонт.

Проверка действия автомата безопасности и системы защиты турбины от повышения частоты вращения производится после разборки системы регулирования, перед испытанием на сброс нагрузки, после длительного простоя турбины (более 1 мес) и при работе турбины не реже 1 раза в 4 мес. Во всех остальных случаях допустима проверка системы защиты без повышения частоты вращения.

На остановленной турбине или при работе ее на холостом ходу проводится опробование электромагнитных выключателей, для чего нужно нажать на кнопку ручного выключателя и затем отпустить ее, при этом убедиться, что все сервомоторы закрылись быстро и без задержек; убедиться, что возвращение кнопки ручного отключения турбины в исходное положение не приводит к открытию сервомоторов.

При проведении испытания бойков автомата безопасности повышают частоту вращения, которую необходимо дополнительно контролировать ручным тахометром. Механизмом управления турбины следует повысить частоту вращения роторов до значения не более 3360 мин⁻¹ при ускорениях, не превышающих 15 мин⁻¹, затем зафиксировать частоту вращения, при которой произошло срабатывание бойка и его посадки, убедиться в закрытии стопорных и регулирующих клапанов. Боек считается отрегулированным, если частота вращения при его срабатывании лежит в пределах 3330–3360 мин⁻¹. Введение золотников автомата безопасности и открытие сервомоторов можно производить только после того, как частота вращения турбины снизится до уровня 3060⁺³³ мин⁻¹, при котором должна произойти посадка сработавшего бойка.

После посадки бойка необходимо немедленно взвести его золотники и открыть сервомоторы до положения холостого хода, для чего следует быстро вращать маховик блока золотников регулятора частоты вращения по часовой стрелке до положения «Ф», а затем против часовой стрелки до восстановления частоты вращения 3000 мин⁻¹. Не рекомендуется перед испытанием производить проверку бойков путем подвода к ним рабочей жидкости (без повышения частоты вращения), так как это может исказить результаты испытаний.

При раздельном испытании бойков автомата безопасности повышением частоты вращения испытуемый боек отключается путем смещения рычага из рабочего положения в одно из двух фиксируемых положений. Для испытания каждого бойка путем изменения подачи масла (без повышения

частоты вращения) испытуемый боек следует отключить от системы защиты указанным способом, затем установить частоту вращения 2900 мин⁻¹, поворачивая кран из среднего положения, подать рабочую жидкость к отключенному бойку. Медленным вращением маховика управления блока золотника регулятора частоты вращения против часовой стрелки нужно повысить частоту вращения и по сигнальному устройству заметить момент срабатывания бойка. Боек должен сработать при частоте вращения менее 2970 мин⁻¹. После срабатывания бойка кран необходимо перевести в среднее положение и, убедившись в посадке бойка, возвратить рычаг в рабочее положение. Аналогично следует провести испытание второго бойка. При испытании бойков под нагрузкой рабочая жидкость подается на отключенный боек.

Необходимо производить проверку плотности клапанов высокого и среднего давления при каждом пуске турбины после капитального ремонта или текущего, при котором производилась разборка клапана, а также не реже одного раза в 4 мес при очередном останове блока. Плотность клапанов определяется по установившейся частоте вращения ротора при постоянных параметрах пара перед всеми группами клапанов и вакууме в конденсаторе. При проверке плотности режим работы оборудования должен быть следующим: давления свежего пара, пара промпрегрета и в конденсаторе должны быть близки к номинальным, валопровод турбогенератора должен вращать ВПУ, температура масла на подшипниках должна составлять 40 $\pm$ 5° С, в работе должен находиться один насос системы регулирования. Плотность клапанов ЦСД и ЦВД проверяется поочередно.

Для проверки плотности клапанов ЦСД необходимо механизм управления установить на «Ф» и убедиться в закрытии всех сервомоторов; механизмы для расхищивания стопорных клапанов ЦВД и ЦСД поставить в положение «клапан закрыт» и вращением механизма управления турбиной (МУТ) на открытие до положения «8 мм» убедиться, что они закрыты; МУТ открыть регулирующие клапаны ЦСД и проверить, что все остальные клапаны закрыты; определить плотность стопорных клапанов ЦСД, зафиксировав частоту вращения роторов в установившемся режиме, и записать параметры пара и давление в конденсаторе; МУТ закрыть регулирующие клапаны ЦСД, механизмом расхищивания открыть полностью стопорные клапаны ЦСД; определить плотность регулирующих клапанов ЦСД по изложенной выше методике, затем стопорные клапаны ЦСД вновь закрыть меха. манн для расхищивания.

Проверку плотности клапанов ЦВД выполнить аналогично. При проверке частота вращения валопровода не должна превышать 800 мин⁻¹.

Необходимость включения ограничителя мощности может быть вызвана неисправностью турбины или генератора, не требующей немедленной остановки; заносом проточной части турбины отложениями солей; неисправностью котла, неустойчивостью частоты сети, вызывающей броски нагрузки; неисправностью регенеративных подогревателей.

При включении ВПУ необходимо следить за значением тока электродвигателя. Повышенный ток свидетельствует об увеличении усилия для проворачивания валопровода, и при таком техническом состоянии ВПУ необходимо валопровод турбины оставить в состоянии покоя до полного остывания

турбины, не прерывая подачи масла на подшипники. Следует также осуществлять контроль за искривлением ротора по индикатору механического типа.

Обслуживание подогревателей. Обслуживание ПВД во время работы состоит в периодическом контроле за их работой, обслуживании их защитных устройств, поддержании нормального уровня конденсата греющего пара в подогревателях; контроле за показаниями приборов. 1 раз в смену следует производить продувку воздухоподогревателей. Причинами неудовлетворительной работы подогревателей могут быть: загрязнение поверхности нагрева, уменьшение поверхности теплообмена из-за затопления конденсатом греющего пара части трубок; уменьшение давления в паропроводе из-за неполного открытия задвижек и КОС; перепуск воды помимо подогревателя вследствие неплотности обводных задвижек и клапанов, чрезмерно низкий уровень конденсата греющего пара, приводящий к пробою пара, увеличенный отсос паровоздушной смеси при большом диаметре ограничительных шайб, неудачный выбор мест отсоса воздуха или повышенное содержание воздуха.

В случае ненормального повышения уровня в паровом пространстве подогревателя и срабатывании защиты ПВД необходимо проверить работу блокировок по питательной воде и греющему пару; проследить за скоростью падения давления в трубных секциях по манометру (отсутствие падения давления указывает на исправность трубной системы). В случае отключения группы ПВД из-за разрыва трубок в каком-либо из подогревателей необходимо данную группу полностью отключить от питательной воды, греющему пару конденсату греющего пара и по отсосу воздуха, а поврежденный подогреватель вывести в ремонт.

ПВД не должны допускаться к работе при неплотностях в трубной системе, неисправностях водомерных колонок, с неполностью открытыми задвижками на отборах пара, с односторонним пропуском питательной воды по основному тракту и через перепускные автоматические клапаны, а также при истечении срока очередного освидетельствования. Подогреватели высокого давления подлежат обязательной регистрации Госгортехнадзора и проверке состояния внутренних и наружных поверхностей, а также гидравлическим испытаниям в соответствии с действующими нормами. Предохранительные клапаны ПВД после монтажа или ремонта и не реже 1 раза в 6 мес в период эксплуатации должны настраиваться на определенное давление, указанное для каждого ПВД в инструкции по эксплуатации.

Обнаруженные неплотности в работе ПВД должны быть немедленно устранены, а если это не удастся и дальнейшая эксплуатация подогревателя угрожает персоналу и оборудованию то требуется срочно отключить группу ПВД. Ремонтные работы разрешается производить только по специальному разрешению. До начала ремонта персонал обязан провести мероприятия обеспечивающие безопасность выполнения работ. Отключен подогреватель по всем паровым, водяным и дренажным линиям, отключенный подогреватель должен быть под давлением и при остывании освобожден от воды, а вся арматура соответствующим образом опечатана, вывешены предупредительные плакаты, снято напряжение с электроприводов арматуры; все работы по ремонту должны производиться под руководством ответственного лица,

хорошо знающего подогреватели, схему трубопроводов и их арматуру а также правила обслуживания и ремонта.

Подогреватели низкого давления № 1 и 2 смешивающего типа, выполнены по схеме с перекрывающимися насосами. Обслуживание ПВД и контроль за их работой практически аналогичен обслуживанию ПВД. При давлении в конденсаторе не более 15 кПа (вакуум 650 мм рт.ст.) необходимо проверить пропускную способность аварийных гидрозатворов ПНД1 и ПНД2 воздействием на клапаны регуляторов уровня в аппаратах, а также при включенных регуляторах проверить уровень конденсата в смешивающих подогревателях и убедиться, что он поддерживается в заданных пределах.

Максимальная скорость изменения температуры пара в подогревателе при нагружении турбины возникает при пуске из горячего состояния и составляет не более 5 С/мин. При мгновенном полном сбросе нагрузки с удержанием холостого хода турбины температура насыщения греющего пара в подогревателе изменится от номинальной до 40-45 С. В период эксплуатации должны производиться профилактические осмотры, чистка и ремонт внутренних устройств подогревателя. Обслуживание подогревателя заключается в поддержании нормального уровня конденсата в его конденсаторно-сборнике, что требует обеспечения нормальной работы регуляторов уровня и соответствующих контрольно-измерительных приборов.

Сбросы и набросы нагрузки. На турбине могут быть следующие виды сбросов нагрузки: частичные, сбросы до нагрузки собственных нужд, полный сброс при отключении генератора от сети или полный сброс, вызванный закрытием стопорных клапанов под воздействием технологических защит блока.

При частичных сбросах нагрузки необходимо выяснить их причину и принять меры к восстановлению режима, предшествовавшего сбросу. При сбросах, вызванных повышением частоты сети в энергосистеме, следует действовать в соответствии с указаниями дежурного инженера станции, поддерживая температуру свежего пара номинальной, проверить работу турбины по всем контрольным показателям и при необходимости привести их в норму. Если восстановить прежний режим по каким-либо причинам невозможно, то выполнить необходимые переключения и обеспечить нормальную работу турбины в новом режиме.

При сбросе нагрузки до холостого хода, когда генератор отключен от сети, а система регулирования удерживает турбину на частоте холостого хода, необходимо: воздействием на МУТ в сторону «увеличить» установить на турбине 3000 мин⁻¹, поставить ключи управления отключившихся двигателей в положение «отключено»; проверить выполнение переключений по системе защит и блокировок (в соответствии с условиями работы общепроходных защит и блокировок при переходе турбины на холостой ход) и, в случае отказа необходимых переключения выполнить вручную; убедиться, что за время не более 3 мин после сброса нагрузки давление свежего пара перед турбиной под действием соответствующих защит установилось около номинального и поддерживается на этом уровне автоматическими клапанами БРОУ (работа турбины на холостом ходу при 240 МПа более 3 мин не допускается); проверить закрытие гидроприводов обратных клапанов на трубопроводах

отбора пара из турбины; проверить параметры пара и все показатели, характеризующие нормальную работу турбины и всех ее систем (температуры свежего пара и пара после промпрегревателя должны быть номинальными) тщательно прослушать турбину и убедиться в ее исправности; подать на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД пар с температурой 350—400° С. Убедившись по всем показателям в нормальной работе турбины, сообщить дежурному инженеру о готовности турбогенератора к приему нагрузки.

При сбросах нагрузки с закрытием стопорных клапанов турбины необходимо, проверить действие защит и блокировок; убедиться в отсутствии поступления пара через турбину, отключить генератор от сети, если он не отключился (работа турбины в беспаровом режиме допускается не более 4 мин), выполнить операции, связанные с остановкой турбины; выяснить и устранить причину, вызвавшую срабатывание защиты; убедиться в отсутствии повреждения оборудования и возможности проведения повторного пуска турбины, приступить к пуску из горячего состояния.

В случае сброса нагрузки до уставки ограничения мощности (загорается сигнал «кубавить») следует снизить нагрузку до значения, предшествовавшего набросу; проверить частоту сети; проверить параметры пара и все показатели, характеризующие нормальную работу турбины и всех ее систем, тщательно прослушать турбину и убедиться в нормальной ее работе; проверить выходной ток электроприставки.

15.7 РАСХОЛАЖИВАНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Длительность естественного остывания современных паровых турбин большой мощности достигает 8 суток из-за громадной металлоемкости двухступенной конструкции корпусов, высококачественной теплоизоляции. Это ведет к значительному увеличению общего времени простоя оборудования в ремонте, снижая тем самым коэффициент готовности турбин и увеличивая трудозатраты. В целях сокращения продолжительности остывания турбин специалисты различных стран создали и продолжают вести разработки новых способов принудительного расхолаживания турбин.

Расхолаживание турбин под нагрузкой является основным и наиболее важным способом, так как уменьшает длительность простоя и позволяет проводить промывку проточной части от отложений солей. На рис. 15.10 показан типичный график расхолаживания блоков с турбинами СКД.

При проведении технологических операций по расхолаживанию турбин должны строго соблюдаться все заводские критерии, изложенные в заводских инструкциях, которые и определяют надежность оборудования. Метод расхолаживания выбирается в зависимости от состояния оборудования блока и вида ремонтных работ. Если в процессе расхолаживания потребуются отключение каких-либо защит, то это должно найти четкое отражение в соответствующих рабочих инструкциях с конкретным указанием должностного лица, отвечающего за отключенный параметр. Для эффективного проведения расхолаживания необходимо предусмотреть подачу на передние и задние концевые уплотнения ЦВД и ЦСД высокопотенциального пара с температурой 350—400° С от постороннего источника. Следует произвести

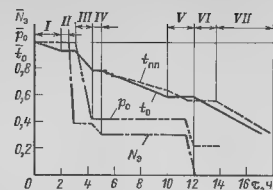


Рис. 15.10. График расхолаживания блока с турбиной К-800-240:
 N_0 — относительная электрическая нагрузка, P_0 , t_{cp} , t_{nn} — относительное давление, температура свежего пара, температура пара после промпрегревателя; I — подача пара на обогрев фланцев и шпилек, II — разгрузка блока уменьшением производительности котла, III — перевод котла на примоточный режим при $N_0=40\%$; IV — разгрузка блока до $N_0=30\%$ при постоянных параметрах; V — открытие всех дренажей перед стопорными и регулирующими клапанами ЦВД ЦСД, на передних трубах ЦВД и ЦСД, из ЦВД и ЦСД при $t_0=320^\circ\text{С}$; VI — отключение подачи пара на обогрев фланцев и шпилек; VII — начало охлаждения цилиндров воздухом.

необходимые проверки защит и блокировок, работы стопорных и регулирующих клапанов путем их частичного расхолаживания; деаэрактор и коллектор собственных нужд перевести на питание паром от постороннего источника; подготовить к использованию систему обогрева фланцев и шпилек паром собственного котла.

Если при снижении температуры свежего пара и пара после промпрегревателя относительные укорочения лоподного ротора близки к предельно допустимым значениям (пар при 350—400° С подается на концевые уплотнения), то следует прекратить понижение температур и сделать выдержку 30 мин для стабилизации режима. Скорость снижения электрической нагрузки, параметров свежего и промпрегретого пара следует выдерживать в соответствии с графиками.

При нагрузке примерно 6% нужно открыть дренажи перепускных труб ЦВД, ЦСД и корпусов цилиндров турбины для продувки в течение 10 мин, после чего вентили дренажей снова закрыть. Расхолаживание турбины под нагрузкой по приведенным графикам обеспечивает снижение температуры металла в зоне паровпуска ЦВД до 260° С и ЦСД до 300° С.

Этот уровень температур металла цилиндров достаточно высок, и требуется примерно 75 ч естественного остывания, чтобы достичь температур, соответствующих холодному состоянию. На электростанциях страны выполняется принудительное расхолаживание остановленных турбин паром и сжатым воздухом, но наиболее широко применяемым является способ воздушного расхолаживания остановленных турбин с помощью эжектора, разработанный группой специалистов Уралтехэнерго. Для расхолаживания турбины воздухом необходимо врезать специальные штуцеры с запорной арматурой на трубопроводах холодного промпрегрева за ЦВД, горячего промпрегрева перед ЦСД и на коллекторах обогрева фланцев и шпилек. В этих целях можно использовать предохранительные клапаны без их разборки. Проточная часть ЦВД и ЦСД охлаждается атмосферным воздухом, который отсасывается

с помощью эжекторов. Сброс пара в конденсатор должен быть прекращен, но должна быть в работе система смазки и регулирования, валопровод должен вращать ВПУ, работать циркуляционная система, конденсатный тракт должен быть переведен на рециркуляцию, на концевые уплотнения должен подаваться низкотемпературный пар.

Расхолаживание турбины атмосферным воздухом начинается с более горячего ЦВД. Расход воздуха через ЦСД устанавливается путем открытия стопорных и регулирующих клапанов ЦСД и задвижки, которая связывает трубопровод горячего пароперегревателя с атмосферой. Через проточную часть ЦСД устанавливается расход охлаждающего воздуха такой, чтобы вакуум в конденсаторной группе был на уровне 20 кПа (150 мм рт. ст.). Одновременно с подачей воздуха в проточную часть ЦСД необходимо подать атмосферный воздух в систему обогрева фланцев и шпилек. В этот период необходимо внимательно следить за температурой металла по ширине фланцев и не допускать разности температур, превышающей предельно допустимые значения. Регулирование разности температур производится изменением расхода охлаждающего воздуха через систему обогрева. Схема расхолаживания ЦВД аналогична.

Если в процессе расхолаживания цилиндров относительные укорочения приблизятся к предельно допустимым значениям, то на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД следует подать пар с температурой до 350 °С. За время расхолаживания турбины воздухом температура выхлопных частей не должна превышать 100° С, для чего, в случае необходимости, следует улучшить вакуум в конденсаторе до 32,25 кПа (250 мм рт. ст.) за счет уменьшения расхода воздуха, поступающего в конденсатор.

15.8 КОНСЕРВАЦИЯ ПАРТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

По условиям работы энергосистемы паровая турбина может находиться в холодном резерве длительностью от 7 сут и более. При этом детали паровой турбины подвергаются активному воздействию сточной коррозии, для защиты от которой в практике энергетики применяются различные способы консервации (статическая или динамическая сушка воздухом, газовая консервация, консервация ингибированным или подогретым воздухом).

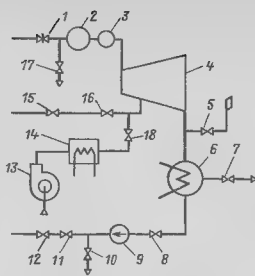
Наиболее надежным, простым и эффективным способом предохранения турбины от коррозии при малой стоимости затрат следует считать способ обеспечивающий циркуляцию подогретого (горячего) воздуха через проточную часть всех цилиндров. Этот способ с 1975 г. применен на турбинах ЛМЗ типа К-500-166 и К-800-240 и показал хорошие результаты.

На одном из трубопроводов отбора пара ЦВД и ЦСД между обратным клапаном и цилиндром должны быть установлены штуцеры с запорной арматурой. Подача подогретого воздуха к цилиндрам осуществляется с помощью гибких шлангов или стационарными стальными трубопроводами.

Рабочая схема консервации турбины подогретым воздухом разрабатывается с учетом местных условий и возможностей в соответствии с методическими указаниями по консервации паротурбинного оборудования МУ 34-70-078-84, разработанными Союзтехэнерго. В рабочую схему (рис. 15.11) консервации входит вентилятор, обеспечивающий напор 0,8–1 кПа (80–100 мм рт. ст.),

Рис. 15.11 Принципиальная схема консервации паровой турбины подогретым воздухом

1 ГПЗ, 2 стопорный клапан; 3 регулирующий клапан, 4 турбина, 5 атмосферный клапан, 6 конденсатор 7 задвижка на линии отсоса паровоздушной смеси; 8 задвижка на всасывающей линии конденсатного насоса, 9 конденсатный насос, 10—вентиль для выпуска подогретого воздуха, 11 задвижка на напорной линии конденсатного насоса, 12 обратный клапан на напорной линии конденсатного насоса; 13 вентилятор, 14 воздухоподогреватель; 15 задвижка на линии отбора, 16 обратный клапан на линии отбора, 17 вентиль обеспаривания или дренажа, 18—задвижка на штуцере трубопровода отбора для подачи подогретого воздуха в цилиндр



правой мотор вентилятора мощностью 3–3,5 МВт; воздухоподогреватель, обеспечивающий устойчивый нагрев подводимого воздуха до температуры приблизительно на 50° С выше температуры окружающего воздуха.

Перед консервацией паровой турбины необходимо быть уверенным, что цилиндры и трубопроводы продренированы, после чего дренажи и другие трубопроводы следует закрыть, чтобы исключить попадание в цилиндры влаги или влажного воздуха. При консервации этим способом необходимо наладить измерения относительной влажности воздуха в различных точках внутреннего пространства, которая не должна превышать 40%.

При консервации методом постоянной продувки горячим сухим воздухом (подогретым) следует предусмотреть забор чистого воздуха, чтобы исключить попадание механических примесей в проточную часть.

Опыт эксплуатации паровых турбин показал, что для консервации маслосистем, подшипников и шеек валов достаточно 1 раз в сутки производить прокачку масла насосами через подшипники в течение 1 ч с работой валоповоротного устройства 10–15 мин при температуре масла 40° С. Одновременно проводится прокачка масла и через узлы регулирования с обязательным расхолаживанием стопорных и регулирующих клапанов на полный ход.

Глава шестнадцатая

МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

16.1. ТУРБИНЫ К-800-240

При освоении новых типов турбин в эксплуатации производится проверка новых конструктивных решений, доводка оборудования до проектных показателей, стыковка турбинного и котельного оборудования в различных режимах эксплуатации

и разрабатываются мероприятия по повышению надежности, экономичности и маневренности турбин. Несмотря на большой объем исследовательских работ, выполняемых в процессе проектирования турбин, при вводе в эксплуатацию головных турбин на электростанциях выполняется комплекс пусконаладочных работ и испытаний, по результатам которых разрабатываются необходимые мероприятия и производится реконструкция отдельных деталей или узлов турбин.

Обширный комплекс таких работ был выполнен при освоении в эксплуатации турбин серии СКД, и в первую очередь турбин типа К-300-240. Эти работы проводились силами завода, ЦКТИ, ВТИ и Союзтехэнерго по специально разработанным координационным планам и техническим программам при активном участии эксплуатационного персонала.

Совместными усилиями специалисты завода, научно-исследовательских, наладочных организаций и эксплуатации обеспечили успешное освоение турбин и блоков, разработку эффективных мероприятий по повышению их надежности и ввод в эксплуатацию больших серий турбин и блоков СКД.

Первая турбина К-300-240 ЛМЗ была смонтирована на Черепетской ГРЭС в блоке с двухкорпусным пылеугольным котлом, пущена в эксплуатацию в октябре 1963 г. и достигла проектной мощности в апреле 1964 г., т. е. спустя полгода после первого пуска.

В дальнейшем заводом были изготовлены десятки турбин этого типа для Черепетской, Конаковской, Литовской, Средне-Уральской, Кармановской, Лукомльской, Костромской, Ириклинской, Киришской и других электростанций страны.

Большую роль в освоении турбины К-300-240 ЛМЗ сыграли коллективы Черепетской и Конаковской ГРЭС, где были установлены первые турбины этого типа. Опыт, полученный на этих станциях, обобщался заводом и учитывался при выпуске турбин для других электростанций, которые в свою очередь пополняли данные об этих турбинах и вносили свой вклад в дело повышения их надежности, экономичности и маневренности.

Все это позволило заводу быстро перейти к серийному производству турбин типа К-300-240, а энергетикам страны освоить в эксплуатации большое число блоков 300 МВт.

Ниже приведены некоторые результаты пусконаладочных работ и испытаний, выполненных при освоении головных турбин К-300-240 в эксплуатации.

Наладка и испытание системы регулирования. На первой турбине К-300-240 завод совместно с Союзтехэнерго (ОРГРЭС), ВНИИЭ и ВЭИ проводил испытания системы регулирования на неработающей турбине, на холостом ходу и под нагрузкой. Были также проведены испытания на сброс

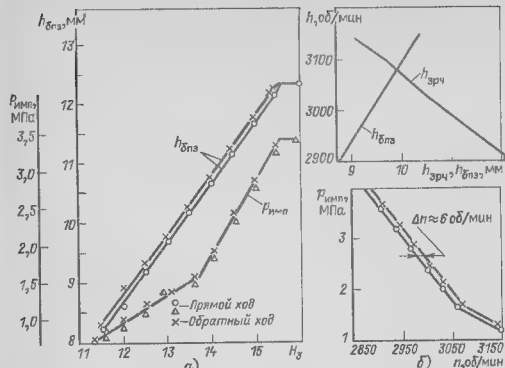


Рис. 16.1 Характеристика системы регулирования турбины К-300-240
 а — снятая на неработающей турбине, б — при работе на холостом ходу $h_{арч}$ — перемещение бусы промежуточного золотника $P_{нпз}$ — давление рабочей жидкости под золотниками сервомоторов, $n_з$ — перемещение золотника управления; $h_{бпз}$ — ход золотника регулятора частоты вращения

нагрузки, при кратковременных разгрузках турбины подачей импульсов от электроприставок, а также при работе генератора в асинхронных режимах.

Результаты испытаний показали, что система регулирования турбины настроена согласно формулярным данным и отклонения в характеристиках отдельных элементов не превышают нормы. Система регулирования имеет нечувствительность 0,23%, местная неравномерность составляет около 4% (при нагрузках выше 100 МВт).

На неработающей турбине были сняты характеристики, определяющие положение органов парораспределения в зависимости от управляющего воздействия командных органов системы регулирования (рис. 16.1).

Во время пусков турбины были проведены испытания по определению плотности регулирующих и стопорных клапанов ЦВД и ЦСД, проводилась проверка и настройка бойков автомата безопасности. После этих испытаний снимались характеристики регулирования на холостом ходу.

Отдельным этапом испытаний была настройка и проверка автомата БРОУ. При работе турбины под нагрузкой снималась нагрузочная характеристика — зависимость мощности турбогенератора от положения органов парораспределения.

Затем проводились сбросы электрической нагрузки. При этом выдерживались следующие условия: параметры пара близки к номинальным; собственные нужды блока переведены на резервный трансформатор; защиты, действующие на закрытие ГПЗ, ППЗ и мазутных задвижек от закрытия стопорных клапанов ЦВД и ЦСД, деблокированы; системы автоматического управления БРОУ-1 и БРОУ-2 в работе; электроприставка системы регулирования в работе; при сбросах 100 и 200 МВт в работе питательные электронасосы, при сбросе полной нагрузки в работе питательный турбонасос; защиты по осевому смещению, по давлению масла на смазку подшипников, по вакууму в конденсаторе включены; ПВД отключены.

Сброс нагрузки проводился отключением конденсатора от сети воздушными выключателями. Во время сброса выполнялось осциллографирование целого ряда параметров работы турбины и системы регулирования. При всех сбросах нагрузки регулирование обеспечивало надежное удержание турбины на холостом ходу.

Ряд величин, характеризующих работу турбины при сбросах электрической нагрузки, приведен в табл. 16.1.

При динамических испытаниях системы регулирования с подачей импульсов от электроприставки были получены данные для подбора длительности импульсов и величины тока, которые позволяли бы производить быстрое разгрузку турбины при коротких замыканиях и других авариях в энергосистемах. Наличие электроприставки обеспечивает хорошие динамические свойства системы регулирования, что повышает устойчивость работы турбогенератора при различных внешних возмущениях.

Аналогичные работы по испытанию системы регулирования проводились заводом, ЦКТИ и Союзтехэнерго на первой турбине Кокаковской ГРЭС.

Необходимо отметить большое влияние на характеристики системы регулирования чистоты огнестойкой жидкости в части отсутствия в ней механических примесей. Отработка методов очистки жидкости от примесей показала, что нечувствительность системы регулирования может быть доведена до 0,1%. Неравномерность системы регулирования была 4,4% во всем диапазоне нагрузок. Во время испытаний на этой турбине было проведено осциллографирование переходных процессов при резких изменениях нагрузки на генератор в системе регулирования, в проточной части турбины и в каналах электроприставки.

Были проведены также испытания по сбросам электрической нагрузки, во время которых записывался на осциллографы целый ряд параметров работы турбины и системы регулирования. При сбросах нагрузки динамический заброс частоты вращения составил:

Таблица 16.1 Параметры работы турбины при динамических испытаниях системы регулирования

Параметры	Сброс		
	первый	второй	третий
Нагрузка блока в момент сброса нагрузки, МВт	105	210	275
Увеличение частоты вращения, мин	97	123	175
Давление свежего пара, МПа	24; 26,2; 24	23,8; 25,7; 24,5	24; 27; 24
Давление пара промисгреера, МПа	1,96; 2,35; 1,96	3,14; 3,63; 3,34	3,53; 3,93; —
Давление пара за вторым и четвертым клапанами, МПа	13,73; 2,26; 13,73	20,5; 2,45; 22,1	23,4; 3,34; 14,7
Давление пара между подшипниками, МПа	3,83; 0,88; 3,73	6,18; 1,47; 7,16	8,93; 1,57; 3,92
Давление пара на выпуске ЦВД, МПа	2,26; 0,88; 2,16	3,63; 1,67; 3,73	3,92; 1,57; 2,35
Давление в конденсаторе, кПа	8,66; 14,7; 8,0	6,4; 11,0; 7,5	8,0; 20,0; —
Длительность холостого хода, мин	6,5	4,5	40,9
Относительное удлинение, мм:			
РВД	+1,3; +1,7; +1,4	+0,7; +1,1; +1,1	+1,5; +2,1; +1,2
РСА	-1,3; -1,5; -1,3	-1,6; -1,9; -1,6	-1,1; -1,4; -1,5
РНД	+0,7; +0,4; +0,8	+1,0; -0,1; -0,8	+1,2; -0,2; +0,5

Примечание. Параметры приведены для режимов до сброса нагрузки, во время сброса и после сброса нагрузки (порядок, второй и третий число соответственно)

N, МВт	100	200	300
n, мин ⁻¹	48	110	163

Таким образом, система регулирования совместно с электроприставкой надежно удерживает полный сброс нагрузки при отключении генератора от сети.

Регулирующие клапаны. На первых турбинах К-300-240 наблюдались вибрации штоков некоторых регулирующих клапанов. Вибрации наблюдались при малых открытиях клапанов и иногда приводили к обрыву штока. С целью изучения причин вибрации штоков были проведены измерения динамических напряжений в штоках клапанов на работающих турбинах.

При испытаниях на шток устанавливались термостойкие тензометры сопротивления, показания которых регистрировались с помощью осциллографа (рис. 16.2). Выяснилось, что клапаны работают нестабильно, с заметной вибрацией в очень

узкой зоне малых подъемов штока - примерно на открытиях 4-8% общего подъема клапана.

Работы по устранению продольной вибрации штоков велись по двум направлениям: путем аэродинамического воздействия на поток и механического воздействия на систему «клапан-сервомотор».

В первом случае производились различные изменения геометрических размеров (формы) чаши клапана и диффузорного седла. Однако путем изменения формы клапана при различных модификациях изменить продольную вибрацию штоков не удалось: уровни динамических напряжений и частоты оказались практически такими же, как и в исходном варианте.

Вместе с тем оказалось, что путем механического воздействия можно устранить продольную вибрацию штоков. С этой целью было разработано и испытано специальное демпфирующее устройство, которое было основано на введении дополнительного трения в систему «бука шток». Испытания виброгасящего устройства на действующих турбинах показали, что при введении демпфирующего устройства вибрация клапанов и сопутствующий ей звук исчезают. При этом динамические напряжения в штоке снижаются почти в 3 раза по сравнению с обычными колебаниями клапана.

Дальнейшие мероприятия по повышению надежности регулирующих клапанов были связаны с конструктивными изменениями. Так, небольшое увеличение диаметра штока существенно удлинило срок службы штоков, особенно клапанов диаметром 75 мм. Клапаны неразгруженного типа диаметром 120 мм были заменены клапанами разгруженного типа. После этих мероприятий случаи обрывов штоков регулирующих клапанов в турбинах К-300-240 практически прекратились.

С целью развития работ по изучению физических процессов, происходящих в регулирующих клапанах, на одной из ГРЭС был построен специальный стенд, позволяющий испытывать натурные конструкции клапанов в рабочих условиях на всех режимах эксплуатации.

Вибрационное состояние турбоагрегатов. Первые пуски турбин К-300-240 показали, что для достижения норм вибрационной надежности необходимо проведение дополнительной балансировки валопровода в собственных подшипниках. После проведения такой балансировки уровень вибрации турбин стал удовлетворять принятым нормам.

С целью изучения причин повышенной вибрации агрегатов и совершенствования методов балансировки заводом были проведены комплексные вибрационные испытания турбины К-300-240 на Конаковской ГРЭС. В результате этих испытаний был изучен ряд факторов, связанных с вибрацией турбины -

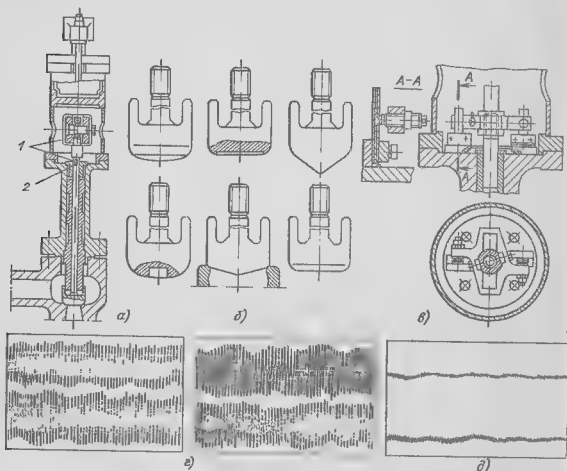


Рис. 16.2. Исследование напряжений в штоках регулирующих клапанов: а — исходная конструкция б — модифицированные конструкции, в — конструкция с контролируемым трением г — напряжения в штоке при малых открытиях клапанов, д — напряжения в штоке при введении демпфирующего устройства, 1 — место обрыва штока, 2 — тензодатчик для измерения напряжений

жесткость опор и фундаментов, температурные смещения опор и влияние нагрузок агрегата.

Динамическая податливость опор в зоне частот вращения 1000 - 3000 мин⁻¹ изучалась путем раскачки опор специальным вибратором. При этом были выявлены резонансные формы колебаний системы «опора - фундамент». В результате анализа данных и сопоставления чувствительности опор к небалансу и их податливостей из всего спектра частот были выявлены критические скорости собственно валопровода.

Данные по чувствительностям опор к небалансу при рабочей частоте вращения, полученные при этих испытаниях и в процессе виброналадки большого числа турбин К-300-240, были использованы для рационализации процесса уравнивания агрегата с минимальным числом балансировочных пусков.

Расчетный анализ вынужденных колебаний вала, с учетом полученных при испытаниях данных, показал, что повышенная вибрация может возникать из-за небаланса на соединительных муфтах с компенсацией его грузами, установленными на плоскостях РНД. Распределение этих грузов на три плоскости РНД может обеспечить работу ротора в условиях эксплуатации без вибрации.

Исследованиями температурных смещений опор и фундаментов была установлена связь изменения реакций опор и появления низкочастотной вибрации. Но эта связь неоднозначна - появление такой вибрации зависит также и от нагрузки турбоагрегата. Вибрация оборотной частоты мало связана с тепловым смещением опор.

Для устранения низкочастотной вибрации, которая возникала на нескольких турбинах, успешно была применена новая конструкция опорного вкладыша.

С целью дальнейшего улучшения вибрационного состояния турбин на ЛМЗ был создан специальный вакуумный стенд для балансировки роторов на рабочей частоте вращения. На стенде было использовано оборудование фирмы «Шенк» (ФРГ). Балансировка роторов турбин К-300-240 на стенде существенно улучшила вибрационное состояние турбин: новые турбины стали вводиться в эксплуатацию без дополнительных балансировок валопровода.

В настоящее время вибрация всех турбоагрегатов К-300-240, находящихся в эксплуатации, не превышает установленных норм, а зачастую уровень этой вибрации можно считать незначительным.

Всесоюзным теплотехническим институтом был проведен комплекс динамических исследований турбины К-300-240 ЛМЗ, во время которого были поставлены специальные эксперименты по изучению влияния режимов турбины на поведение масляного клина опорных подшипников. С этой целью во время ис-

пытаний производилось измерение давления в масляном клине датчиками давления с регистраторами, соединенными с масляным клином с помощью импульсных линий и сверлений в опорных вкладышах каждого подшипника турбины. Одновременно проводилось измерение положения линии валопровода и положения его опор включая тепловые деформации фундамента и опор. Во время испытаний были получены распределения давлений в масляном клине в зависимости от частоты вращения. При этом оказалось, что при частоте вращения ниже 500 мин⁻¹ на отдельных частотах наблюдается существенное повышение давления. Стабилизация давления происходит при 600 - 700 мин⁻¹, а полное выравнивание для каждой точки при 1200 - 1500 мин⁻¹.

В период прогрева и нагружения турбины изменение давления в масляном клине было связано как с тепловыми деформациями, так и с нагрузкой. Так, в частности, было установлено, что колебания активной нагрузки вызывают синхронные изменения давления в масляном клине. Прогрев турбоагрегата приводит к перераспределению давлений между опорами и отдельными точками по вкладышу. Неравномерные тепловые деформации турбоагрегата и, в первую очередь, фундамента вызывают перераспределение опорных реакций между подшипниками: увеличивается нагрузка на опору II, разгружаются опоры I и III; одновременно происходит перераспределение реакций между опорами IV и V.

Во время испытаний были получены эпюры давлений в масляном клине подшипников как для холодной, так и для прогретой турбины. При этом выяснилось, что изменение условий нагружения подшипников сочетается с изменением положения осей цапф и расточек вкладышей, вызывая их относительные перекосы и перераспределение зон максимальных давлений по поверхности вкладышей. С помощью гидроуровней было получено результирующее положение линии валов турбоагрегата К-300-240 с учетом эксплуатационной расцентровки.

Осевые усилия. Для определения действительных нагрузок на упорный подшипник турбин К-300-240 в эксплуатационных условиях применялись два метода измерения осевых усилий: тензометрический и с применением магнитоупругих датчиков.

Основу измерения осевых усилий в тензометрическом устройстве составляют проволоочные тензометры сопротивления. Наклеенные на упругие элементы опорного кольца, установленного в упорном подшипнике, они изменяют свои показания в зависимости от усилий, передаваемых этому элементу от каждой колодки подшипника. Предварительная тарировка этих устройств позволяет использовать их в качестве динамометров осевых усилий.

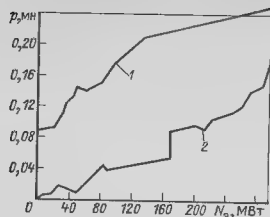


Рис. 16.3. Осевые усилия турбин K-300-240:
1, 2 — до проточки думмиса и после

В магнитоупругих измерительных устройствах в качестве чувствительного элемента применяются специальные датчики, магнитный поток в которых изменяется в зависимости от механической нагрузки. Эти устройства более надежны в условиях эксплуатации, чем тензометрические, и более удобны.

Осевые усилия при полной нагрузке, измеренные на одной из первых турбин, достигали 250 кН в сторону переднего подшипника. Тогда было решено уменьшить диаметр думмиса, предусмотренного на роторе ЦСД. После проточки думмиса осевые усилия существенно снизились (рис. 16.3).

Для сравнения методов измерения магнитно-упругими датчиками и тензометрическими кольцами на одной из турбин измерения осевых усилий проводились обоими методами. Результаты показали, что оба метода дают близкие значения измерений.

Испытания подтвердили, что в зависимости от проходных сечений проточной части и состояния зазоров осевые усилия в различных турбинах одного типа могут значительно отличаться друг от друга.

Существенно изменяются осевые усилия в зависимости от режимных факторов. Так, в одной из турбин измерения показали, что при наборе вакуума и повышении частоты вращения осевое усилие действует в сторону ЦСД, затем меняет направление и до включения питающего турбопососа действует в сторону ЦВД. Включение в работу турбопососа и подключение ПВД вновь приводит к изменению направления осевого усилия.

Особый интерес представляли измерения осевых усилий при сбросах электрической нагрузки. Эти измерения при динамических испытаниях системы регулирования показали, что при сбросах нагрузки усилие в сторону ЦВД возрастает за 0,3–0,4 с в несколько раз, а затем за 1–1,3 с уменьшается до значений холостого хода.

В целом снижение осевых усилий и ряд конструктивных мероприятий по улучшению охлаждения упорных колодок

маслом позволили обеспечить приемлемый уровень температур колодок и надежную работу подшипника в длительной эксплуатации на всех турбинах K-300-240.

Относительные удлинения роторов турбины при изменении частоты вращения. Во время испытаний и эксплуатации первых турбин K-300-240 было обнаружено быстрое изменение относительных удлинений РВД и РНД при изменении частоты вращения. С целью выяснения причин этого явления был поставлен ряд экспериментов на натурных турбинах, во время которых производились измерения абсолютных и относительных удлинений цилиндров и роторов турбины, а также теплового состояния ЦНД. С тем чтобы исключить влияние температурного фактора, испытания проводились при постоянном вакууме.

Во время выбега турбины при ее остановке наблюдались существенные изменения относительных удлинений РСД и РНД. Они увеличились соответственно на 1,3 и 3,75 мм. При этом абсолютные осевые удлинения цилиндров оставались неизменными.

Во время пуска турбины был проведен быстрый набор частоты вращения от 700 мин⁻¹ до полной (за 4 мин), с тем чтобы исключить влияние температурного фактора. При этом показания датчиков осевого сдвига и абсолютных осевых удлинений ЦСД и ЦНД оставались практически неизменными, а повышение частоты вращения сопровождалось относительным укорочением роторов соответственно на 1,2 и 3,7 мм, что близко к соответствующим удлинениям роторов во время выбега.

Во время одного из опытов (рис. 16.4) после быстрого разгрома турбины она была остановлена. После выбега и кратковременной работы на валоповоротном устройстве последовал быстрый набор частоты вращения и выход на холостой ход. Как видно из рис. 16.4, в этом случае изменения относительных удлинений для соответствующих точек примерно равны и по значению близки к наблюдавшимся в предыдущих. Приведенные выше данные об изменении относительных удлинений роторов при выбеге или при наборе частоты вращения не могли быть объяснены температурными факторами, т. е. осевыми температурными деформациями роторов или корпусов. Анализ показал, что в действительности быстрые изменения относительных удлинений роторов при изменении частоты вращения связаны с упругими осевыми деформациями валов (роторов), вызванными как изменением натяга между валом и насадными дисками и муфтами, так и действием центробежных сил самих валов и цельнокованных роторов. Результаты расчетов по определению упругих осевых деформаций для всех участков валопровода —

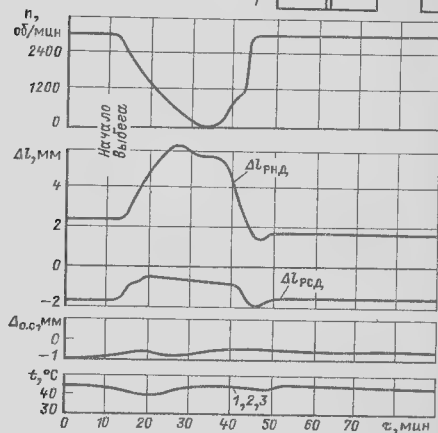
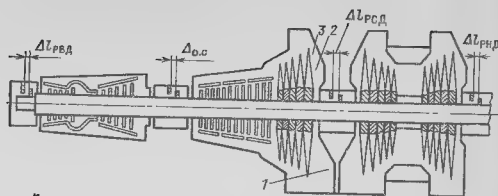


Рис. 164 Относительные удлинения роторов турбины К-300-240 при изменении частоты вращения

$\Delta L'_{РВД}$, $\Delta L'_{РСД}$, $\Delta L'_{РНД}$ — относительные удлинения роторов соответственно ЦВД, ЦСД и ЦНД, $\Delta L'_{О.С.}$ — осевой сдвиг ротора, 1 — 3 — места измерения температуры пара в выхлопе ЦСД

от упорного подшипника до мест, где установлены датчики относительных удлинений, позволили сравнить результаты экспериментов и расчетов: совпадение расчетных и экспериментальных данных оказалось вполне удовлетворительным.

Одновременно были оценены и упругие осевые деформации вала после посадки дисков. Результаты расчетов проверялись измерением фактических значений упругого удлинения вала РНД турбины К-300-240 при посадке дисков, муфт и втулок на вал. Приращение длины вала после посадки на него деталей и остывания определялось как изменение зазора

между торцом вала и шайбой, насаженной на штангу, проходящую через осевое отверстие вала и закрепленную в другом его торце. Погрешность измерения оценивалась в 0,02—0,03 мм. Оказалось, что удлинения ротора при посадке дисков, полумуфт и втулок таковы, что их следует учитывать в размерных цепях. При этом была также подтверждена принятая методика вычисления осевой упругой деформации вала.

Упругие изменения длины роторов, возникающие при выбеге и наборе частоты вращения ввиду их существенных значений необходимо учитывать при разработке пусковых инструкций и в практике эксплуатации.

Тензометрирование корпуса ЦВД. На головном образце турбины К-300-240 ЦКТИ и ЛМЗ проводили экспериментальное определение напряжения в корпусе и шпильках ЦВД турбины при различных режимах эксплуатации с помощью разработанных ЦКТИ термостойких проволоочных тензометров сопротивления. Розетки тензодатчиков были установлены в тех зонах корпуса ЦВД, где ожидалось максимальные напряжения, на стенке в зоне паровпуска, на торообразных торцевых стенках и на верхней образующей. Напряжения измерялись также в шпильках, расположенных в зоне паровпуска, где ожидалось наибольшие перепады температур между фланцем и шпилькой и максимальные нагрузки от внутреннего давления.

Так как температура корпуса в местах установки тензодатчиков не превышала 350° С, то для измерения деформаций и напряжений применялись термостойкие тензодатчики из термообработанной константановой проволоки на цементе В-58. Для повышения достоверности результатов и взаимного контроля в каждой точке измерений корпуса устанавливались розетки термостойких тензодатчиков двух типов: приклеиваемые (на временной бумажной основе) и привариваемые (на фольговой основе).

Для измерения напряжений в шпильках применялись приклеиваемые тензодатчики, которые устанавливались на поверхности шпилек в среднем по высоте сечения в четырех диаметрально противоположных точках по окружности: по два осевых и по одному окружному тензодатчику в каждой точке.

Вероятная погрешность измерения напряжений при температурах 280—300° С оценивалась в $\pm (9,8 \div 12,7)$ МПа, а при максимальной рабочей температуре 350° С $\pm 17,7$ МПа. Каждая розетка тензодатчиков снабжалась термолентой, которая горячим спаем приваривалась к металлу корпуса с помощью контактной сварки. Показания термпар использовались для введения температурной поправки по разработанной в ЦКТИ методике.

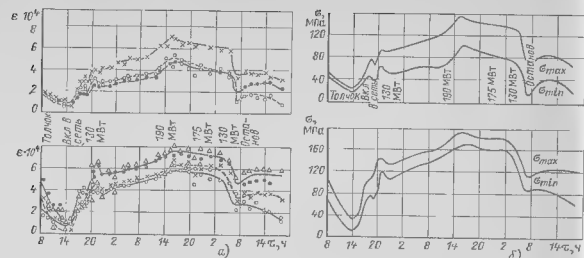


Рис. 16.5. Деформации (а) и напряжения (б) в корпусе ЦВД турбины К-300 240 при одном из пусков из холодного состояния

В процессе оснастки корпуса термостойкими тензодатчиками был решен целый ряд сложных вопросов сушки цемента, защиты тензодатчиков и выводных концов, предохранения тензодатчиков от механических повреждений и влаги, схемы измерений и т. д.

В процессе испытаний были проведены достоверные измерения деформаций и напряжений при семи пусках турбины из различных тепловых состояний, при остывании и при стационарном режиме работы под нагрузкой. На рис. 16.5 приведены типичные экспериментальные кривые деформаций и напряжений, полученные при одном из пусков турбины в пусконаладочный период, откуда видно, что изменение напряжений, измеренных тензодатчиками, соответствует изменению нагрузок. Так были получены значения напряжений в корпусе турбины при пусках из холодного и горячего состояний в местах установок тензодатчиков.

С помощью тензодатчиков, установленных на шпильках, были измерены напряжения затяжки на монтаже ЦВД турбины К-300-240. Измеренные напряжения совпадали с ранее проведенными измерениями на турбинах К-200-130 (около 196 216 МПа). Контроль напряжений в процессе затяжки соседних шпилек разьема позволил выявить влияние затяжки соседних шпилек на напряжения в ранее затянутой шпильке. Это снижение достигало 44 МПа.

Благодаря оснащению шпилек осевыми и окружными тензодатчиками были измерены температурные напряжения в шпильках, возникающие в процессе их нагрева электрическими карбонудовыми нагревателями перед горячей затяжкой. Осевые и окружные температурные напряжения на поверхности шпилек составляли 98—147 МПа. На рис. 16.6 представлены изменения напряжений в шпильках горизонтального разьема

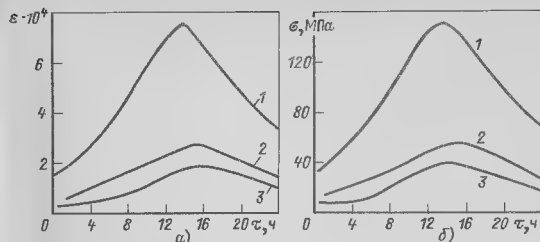


Рис. 16.6. Деформации (а) и напряжения (б) в шпильках горизонтального разьема ЦВД турбины К-300-240 при одном из пусков из холодного состояния 1 — растяжение при , 2 и 3 — растяжение на нейтральной оси различных шпилек

ЦВД в процессе пуска турбины К-300-240 из холодного состояния. Максимальные напряжения в шпильках были получены либо при максимальных разностях температур между фланцами и шпилькой, либо в момент набора максимальной нагрузки. После выхода на стационарный режим и выравнивания температурных перепадов напряжения в шпильках существенно уменьшаются.

В процессе пусков систематически наблюдался изгиб шпилек относительно оси, параллельной оси турбины. Изгиб отчетливо наблюдался по разности показаний тензодатчиков, установленных в диаметрально противоположных точках. Наличие изгиба может быть объяснено перепадами температур по ширине фланца и между верхним и нижним фланцами.

Максимальные значения пусковых напряжений в шпильках наблюдались при пусках из холодного состояния при нагрузке 100—130 МВт и достигали (с учетом изгиба) 118—147 МПа, осевые растягивающие напряжения на нейтральной оси или при отсутствии изгиба составляли 39—59 МПа. Таким образом, максимальные суммарные напряжения в шпильках при пусках из холодного состояния, включая напряжения затяга, от внутреннего давления и температурные в процессе пуска достигали 343 МПа.

При пусках из горячего состояния напряжения в шпильках были меньше, что является следствием более равномерных температурных полей.

Температурное состояние ЦНД. Для изучения теплового состояния корпуса ЦНД турбины К-300-240 была разработана специальная оснастка в виде различных малоинерционных термпар, позволяющая производить измерение температуры пара и металла как по проточной части, так и в других местах ЦНД на всех эксплуатационных режимах. Схема

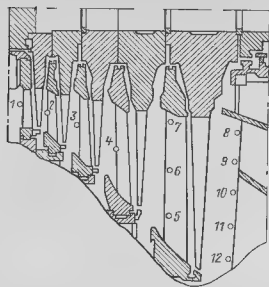


Рис. 16.7. Схема расположения термпар по проточной части ЦНД турбины K-300-240 во время испытаний (цифры - номера термпар)

установки термпар приведена на рис. 16.7. При этом был получен целый ряд новых данных о работе ЦНД в различных режимах, в частности при работе на холостом ходу при наличии сбросов пара от БРОУ в пароприемные устройства конденсаторов.

Измерения температур потока по проточной части и на выхлопе ЦНД при работе на холостом ходу в условиях, когда давление на выхлопе не превышало 16,7 кПа, показало, что независимо от температуры пара перед ЦНД и режима работы до выхода на холостой ход, температура в выхлопной части не превышала 70° С (рис. 16.8).

В условиях плохого вакуума, когда давление на выхлопе было больше 16,7 кПа, при работе на холостом ходу наблюдалось быстрое и существенное повышение температуры пара по всей проточной части ЦНД. Было установлено, что температура пара на выхлопе практически определяется только давлением в конденсаторе и слабо зависит от времени работы при данном давлении.

При давлении в конденсаторе до 16,7 кПа не наблюдается существенной неравномерности температурного поля по радиусу. При более высоких давлениях эта неравномерность значительна.

Как видно из рис. 16.9 еще при $p_k = 16,7$ кПа (0,17 ат) температура потока непосредственно за последней ступенью по всей высоте лопаток примерно одинакова и близка

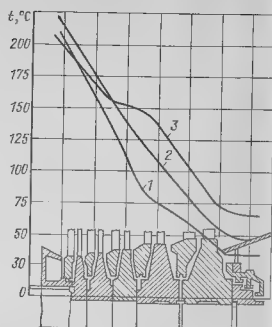


Рис. 16.8. Температура пара по проточной части ЦНД турбины K-300-240:

1 нагрузка 300 МВт, $p_k = 6$ кПа, 2 холостой ход, $p_k = 8$ кПа, 3 холостой ход, $p_k = 16,5$ кПа

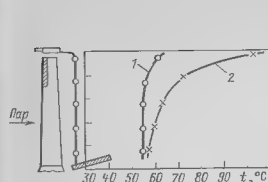


Рис. 16.9. Температура пара по высоте лопатки последней ступени ЦНД турбины K-300-240 при работе на холостом ходу:

1 $p_k = 17$ кПа, 2 $p_k = 21$ кПа

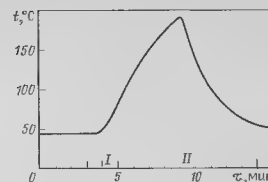


Рис. 16.10. Изменение температуры пара за последней ступенью ЦНД турбины K-300-240 на холостом ходу при отключении и включении в работу БРОУ со сбросом пара в верхнюю часть конденсатора:

I, II отключение и включение сброса пара

к температуре насыщения при данном давлении. При давлении в конденсаторе 20,6 кПа примерно до половины высоты лопаток эта температура близка к температуре насыщения, а выше ее наблюдается резкое увеличение.

При работе на холостом ходу объемный пропуск пара через последние ступени настолько мал, что происходит только частичное заполнение лопаточных каналов «активным» потоком пара. При этом основная масса этого потока заполняет только периферийную часть лопаточных каналов последних ступеней. Корневая часть каналов рабочих лопаток этих ступеней на режимах малых расходов работает с отрицательной реакцией. Поэтому при движении основного потока по периферийной части каналов в сторону выхлопа, у корневой части пар движется со стороны выхлопного патрубка в проточную часть. Этот обратный поток пара со стороны конденсатора, содержащий капельки влаги, приводит к снижению температуры в зоне последней ступени. Часть капелек, отбрасываемых к периферии, смешивается с основным потоком, охлаждая его. При давлении до 16,7 кПа состояние потока за ступенью на всех радиусах остается близким к насыщению, так как количества теплоты в прямом потоке недостаточно для превращения в пар влаги, подсосываемой из конденсатора. С ростом давления на выхлопе растут потери на трение и вентиляцию в ступени, причем этого тепла становится достаточно не только для испарения капелек влаги, но и для дальнейшего перегрева пара. Поэтому температура пара существенно возрастает.

Таким образом, тепловое состояние ЦНД на холостом ходу в значительной степени зависит от обратного потока пара со стороны конденсатора в проточную часть (рис. 16.10). Наличие в этом потоке взвешенных капелек влаги благоприятно

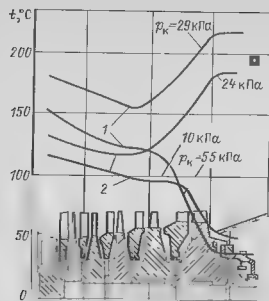


Рис. 16.11. Температура пара по проточной части ЦНД турбины К-300-240 при различном давлении в конденсаторе: 1 — температура пара перед ЦСД 470°С; 2 — то же, 380°С

влияет на тепловое состояние ЦНД, поэтому при работе сбросных устройств, направляющих пар от котла в конденсатор турбины, возможна длительная работа турбин на холостом ходу. В противном случае наблюдается резкое повышение температур на выходе свыше 200°С и длительность холостого хода ограничена несколькими минутами даже в условиях хорошего вакуума. Однако и в случае наличия обратных потоков взвешенных капель воды работа турбины на холостом ходу при давлении в конденсаторе более 16,7 кПа вызывает интенсивный рост температуры пара в последней ступени и выходе ЦНД (рис. 16.11).

Наличие обратного потока влажного пара в последней ступени может приводить к эрозионному износу выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней, что необходимо учитывать в практике эксплуатации турбин К-300-240.

По опыту эксплуатации головных турбин К-300-240 выполнялись мероприятия по повышению надежности рабочих лопаток отдельных ступеней; введены утолщения шипов для крепления бандажей, утолщения в районе отверстий для демпферных связей, изменены число сопловых лопаток в некоторых диафрагмах, материал демпферных связей, введена напайка защитных стеллитовых пластин с помощью токов высокой частоты, применена электрононо-лучевая сварка лопаток регулирующей ступени в пакеты. Выполненные мероприятия позволили обеспечить высокую надежность работы облопачивания всех цилиндров и, в том числе, ЦНД. Целый ряд турбин уже отработал более 100 тыс. ч и не имеет повреждений облопачивания. Вместе с тем опыт длительной эксплуатации показал, что на отдельных электростанциях происходили поломки лопаток трех последних ступеней ЦНД.

Поломки лопаток 3-й и 4-й ступеней и иногда 5-й были связаны с неудовлетворительным волно-химическим режимом на отдельных электростанциях. Присутствие в паре агрессивных примесей и отложение их на лопатках, особенно на 3-й и 4-й ступенях, находящихся в зоне фазового перехода, приводит к образованию коррозионных повреждений деталей и к снижению конструктивного предела выносливости. Кроме того, отложения приводят к нарушению нормальной работы демпферных связей, что повышает уровень динамических напряжений в лопатках. Для повышения надежности облопачивания третьих и четвертых ступеней ЦНД на этих электростанциях произведена замена стальных демпферных связей на титановые, менее подверженные коррозии и эрозии.

Поломки рабочих лопаток пятых ступеней ЦНД происходили также из-за эрозионного повреждения выходных кромок. Специальными исследованиями было установлено, что конструктивный предел выносливости эродированных лопаток снижается в 3 раза. С целью снижения эрозии выходных кромок был проведен ряд испытаний по выяснению источников избыточной капельной влаги в зоне последних ступеней с температурным контролем этой зоны и визуальными наблюдениями за потоками в выхлопных патрубках. По результатам этих испытаний была произведена реконструкция сбросов воды в конденсатор, усовершенствованы пароприемные устройства, режимы пуска, введено автоматическое управление или ограничение впрысков конденсата в пароприемные устройства, разработана методика контроля и ремонта подвергшихся эрозии лопаток. После принятых мер поломки рабочих лопаток, связанные с эрозией выходных кромок, прекратились.

Опыт эксплуатации также показал, что надежность работы рабочих лопаток последних ступеней в значительной степени определяется выполнением инструкций по эксплуатации турбин в части допустимых значений вакуума в конденсаторе. Поэтому заводом были разработаны более жесткие нормы по вакууму при наборе частоты вращения, работе турбин на холостом ходу и под нагрузкой.

16.2 ТУРБИНЫ К 800-240

Двухвальный агрегат мощностью 800 МВт был пущен в эксплуатацию в ноябре 1967 г. на Славянской ГРЭС и к настоящему времени отработал более 100 тыс. ч. Выпуск этой турбины с мощностью, в 2,6 раза превышающей мощность освоенных к тому времени турбин 300 МВт, потребовал отработки в эксплуатации целого ряда новых конструктивных решений для турбин этой серии. Однако мероприятия, выполненные при освоении турбин К-300-240, в значительной степени сократили сроки освоения этих турбин.

Из новых явлений, обнаруженных на турбине этого типа, была низкочастотная вибрация валопровода, которая представляет собой прецессию ротора вокруг равновесного положения с частотой, близкой к первой критической. Возникновение прецессии ротора связано с потерей устойчивости его движения в результате действия различного рода сил, появляющихся при отклонении валопровода от равновесного положения.

На основании проведенных расчетных и экспериментальных исследований было установлено, что значения сил парового возбуждения определяются не абсолютными размерами радиальных зазоров в надбандажных уплотнениях, а отношением этих зазоров к осевым; устойчивости ротора в наибольшей степени растет с увеличением его критической частоты вращения и внешнего демпфирования; зона устойчивой работы даже весьма гибкого ротора может быть существенно расширена, если применить подшипники с подвижными опорными сегментами. В этом случае устойчивость ротора обуславливается демпфированием в подшипнике. На основании этих исследований и ряда испытаний, проведенных на модельных установках и на натуральных турбинах, были созданы конструкции виброустойчивых подшипников, определены границы устойчивости и применительно к турбинам мощностью 800 МВт и выше эта проблема была решена.

На основе опыта, полученного на двухвальной турбине мощностью 800 МВт, была создана одновальная турбина этой мощности. Она также установлена на Славянской ГРЭС, пущена в эксплуатацию в 1971 г. и уже отработала более 100 тыс. ч. В дальнейшем была выпущена серия одновальных турбин мощностью 800 МВт, которые успешно работают на Запорожской, Угледгорской, Рязанской ГРЭС.

При эксплуатации этих турбин встречались следующие неисправности:

- повреждение обоймы регулирующей ступени; для повышения надежности вместо обоймы выполняется цельнолитой козырек заодно с внутренним цилиндром;

- трещины в цельнофрезерованном бандаже лопаток регулирующей ступени; введены специальные демпферные вставки в бандаж;
- отказы при включении быстроходных ВПУ, связанные со значительными усилиями и моментами от трубопроводов холодного и горячего промергерева, приложенными к корпусам турбины, вызывающими расцентровки и рост момента трогания валопровода; для устранения этого была выполнена установка тихоходного валоповоротного устройства, которое включается параллельно быстроходному и служит для него в качестве стартера.

Одной из важных проблем при освоении турбин мощностью 800 МВт явилась проблема осевых расширений при пусках

и работе под нагрузкой. Эта проблема связана также, с одной стороны, с влиянием паропроводов и нагрузок от них на цилиндры турбин, с другой с большими силами трения в опорных поверхностях корпусов подшипников турбины. Для улучшения условий тепловых перемещений выполняется ряд мероприятий, позволяющих обеспечить свободу осевых тепловых расширений турбины

- определение и выравнивание весовых нагрузок на лапы цилиндров с помощью специальных динамометров;

- применение пружинных амортизаторов для снижения весовых нагрузок на корпуса подшипников;

- снижение сил трения в опорных поверхностях корпусов подшипников путем применения различных смазок, в частности специальной пасты ВТИ-ЛМЗ, а также применение специальных пластмасс с низким коэффициентом трения.

В настоящее время заводом выпускается новая модификация турбин 800 МВт типа К-800-240-5. В этих турбинах применены: модернизированная проточная часть ЦНД повышенной экономичности; новые усиленные сегменты сопел ЦВД, надбандажные уплотнения ЦВД; новая система гидроподъема роторов; блоки стопорных и регулирующих клапанов; боковые трубы большого диаметра вместо четырех пароперепускных труб из ЦСД в ЦНД; секционирование конденсатора, что обеспечивает более глубокий средний вакуум; все сбросы воды в нижнюю часть конденсатора; автоматическое управление конечными вырысками конденсата в пароприемные устройства; смешивающие ПНД1 и ПНД2 и ряд других усовершенствований. С турбиной также поставляется комплект новой аппаратуры контроля механического состояния турбины включая современную аппаратуру контроля вибрации. Автоматизация дискретных операций управления турбоустановкой (включение и отключение оборудования) предусматривается по функционально-групповому методу.

Турбины этого типа успешно работают на Сургутской, Пермской и Березовской ГРЭС.

163 ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТУРБИН
В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ввод в эксплуатацию большого числа энергетических блоков потребовал совершенствования методики оценки надежности и эффективности их работы. Применявшаяся различными организациями методика отличалась как количественно, так и качественно и была недостаточно разработана в части показателей работы отдельных видов оборудования блоков. Поэтому ЛМЗ создал приведенную ниже методику оценки надежности и эффективности работы турбин и энергетических

блоков, применявшуюся в практике анализа работы турбин К-300-240 и блоков с этими турбинами в процессе освоения.

Необходимо различать показатели надежности и эффективности работы блока в целом и отдельных видов его основного оборудования, например турбин, в частности. Это позволяет оценить надежность отдельных элементов блока, выделить менее надежные и своевременно принять меры по их доводке.

К показателям, определяющим надежность и эффективность работы блока в целом за исследуемый период времени, относятся:

выработка электроэнергии $\mathcal{E}$ (кВт·ч);

продолжительность работы τ (ч);

средняя нагрузка N_{cp} (МВт);

Максимальная нагрузка, которая была на блоке в исследуемый период — $N_{\max}$ (МВт).

Средняя продолжительность рабочей кампании $\tau_{cp} = \tau_p / n$, где n — число остановок блока за исследуемый период времени.

Максимальная продолжительность непрерывной рабочей кампании за исследуемый период — $\tau_{\max}$ (ч).

Коэффициент использования календарного времени

$k_k = \frac{\tau_p}{\tau_k} \cdot 100\%$, где τ_k — календарное время исследуемого периода, ч.

Коэффициент использования рабочего времени

$k_p = \frac{\tau_p}{\tau_k - \tau_{n.o}} \cdot 100\%$, где $\tau_{n.o}$ — время плановых остановок, к которым относятся остановки блоков на капитальный и текущий ремонты, в резерв, для проведения реконструкции оборудования и для проведения испытаний, ч.

Коэффициент использования установленной мощности в календарное время $k_k^M = \frac{\mathcal{E}}{N_{ном} \tau_k} \cdot 100\%$, где $\mathcal{E}$ — выработанная электроэнергия за исследуемое время, кВт·ч; $N_{ном}$ — номинальная мощность блока, кВт.

Коэффициент использования установленной мощности в рабочее время $k_p^M = \frac{\mathcal{E}}{N_{ном} (\tau_k - \tau_{n.o})} \cdot 100\%$.

Коэффициент готовности блока в календарное время

$k_{k.г} = \frac{\tau_k - \tau_{рем}}{\tau_k} \cdot 100\%$, где $\tau_{рем}$, ч — время ремонтов оборудования блока, не позволяющих осуществлять выработку электроэнергии.

Коэффициент готовности блока в рабочее время

$k_{p.г} = \frac{\tau_k - \tau_{рем}}{\tau_k - \tau_{n.o}} \cdot 100\%$.

Перспективным для оценки надежности и эффективности работы блоков является коэффициент готовности блока к выработке электроэнергии в календарное время $k_{k.г.э} = \frac{N_{ном} \tau_k - \Delta \mathcal{E}}{N_{ном} \tau_k} \cdot 100\%$, где $\Delta \mathcal{E}$ — недовыработка электроэнергии из-за ремонтных простоев и аварийных снижений (ограничений) нагрузки, кВт·ч.

Коэффициент готовности блока к выработке электроэнергии в рабочее время вычисляется как $k' = \frac{N_{ном} \tau_k - \Delta \mathcal{E}}{N_{ном} (\tau_k - \tau_{n.o})} \cdot 100\%$.

Для оценки надежности и эффективности работы турбин применялись следующие показатели:

коэффициент готовности турбин в календарное время

$k_{т.г} = \frac{\tau_k - \tau_{рем.т}}{\tau_k} \cdot 100\%$, где $\tau_{рем.т}$, ч — продолжительность всех видов ремонта турбины за данный период, требующих ее останова;

коэффициент готовности турбин в рабочее время

$k_{т.г.р} = \frac{\tau_k - \tau_{рем.т}}{\tau_k - \tau_{n.o}} \cdot 100\%$;

количество вынужденных остановок блока из-за турбины

на 1000 ч работы под нагрузкой $n_t = \frac{n_t}{\tau_p} \cdot 1000$, где n_t — количество вынужденных остановок блока из-за турбины; этот показатель соответствует применяемому в ряде отраслей показателю «число отказов на 1000 ч работы»;

коэффициент аварийности турбин $k_{ав} = \frac{\tau_{ав}}{\tau_k} \cdot 100\%$, где $\tau_{ав}$ —

продолжительность вынужденного аварийного простоя турбин.

Исходные данные для вычисления указанных выше показателей эффективности работы блоков и турбин завод получал ежемесячно от электростанций по обычным формам их отчетности, а также контролировал по ежесуточным сводкам, получаемым от своих шеф-инженеров.

Следует отметить, что правильный учет эксплуатационных данных, необходимых для оценки надежности и эффективности турбин и блоков, требует получения доброкачественных статистических данных с электростанций. При этом в применяемых формах статистической отчетности должны быть четкие вопросы, на которые должны быть получены четкие ответы. Это потребовало уточнения применяемой на ТЭС и заводами — изготовителями оборудования терминологии, границ поставки оборудования, более четкой классификации аварийных остановок, более строгого учета времени ремонта отдельных видов оборудования блоков и т. д.

Вычисление показателей работы турбин ЛМЗ и блоков

с этими турбинами производится ежемесячно и обобщается по итогам работы за каждый квартал, полугодие и год в виде таблиц. Например, ниже представлены показатели эффективности работы одного из блоков с турбиной К-300-240 ЛМЗ за год эксплуатации.

Выработка электроэнергии, млн. кВт ч	1741
Продолжительность работы, ч	8116,3
Коэффициент использования календарного времени, %	92,5
Коэффициент использования рабочего времени, %	96,4
Коэффициент использования установленной мощности в календарное время, %	66
Коэффициент использования установленной мощности в рабочее время, %	68,7
Коэффициент готовности турбины в календарное время, %	100
Средняя нагрузка, МВт	214
Максимальная кампания, ч	3213

На основании данных, приведенных в таких таблицах, по каждому блоку вычисляются средние показатели по всем работающим блокам и турбинам за соответствующий период работы. Изменение показателей по годам в процессе доводки наглядно изображается в виде графиков.

Необходимо отметить, что усреднение показателей по блокам в зависимости от года эксплуатации является более представительным, чем усреднение по блокам с различными периодами эксплуатации. Особенно это важно в период освоения нового типа оборудования блоков.

Данные по остановам блоков из-за турбин дополнительно анализируются с помощью таблиц, позволяющих вести учет аварийных элементов турбин и доводить его до конструкторов и исследователей.

Применение представленной методики оценки надежности и эффективности работы турбинного оборудования энергетических блоков позволяет заводу проводить систематический анализ состояния доводки и освоения турбин в эксплуатации.

Накопление данных по надежности турбин в эксплуатации и обобщение их зависимости от параметров свежего пара, мощности, конструкции и других характеристик при достаточной полноте исходных статистических показателей эксплуатации позволяет ориентировочно прогнозировать надежность и эффективность турбин новых типов на стадии их проектирования, что необходимо для оценки надежности и эффективности электростанций с блоками, в которых применены турбины нового типа.

О высокой надежности одновальных турбин мощностью 800 МВт свидетельствует опыт многолетней работы первой такой турбины на Славянской ГРЭС: за 13 лет работы (90 тыс. ч) было всего 17 вынужденных остановов блока из-за останова турбины общей продолжительностью 618 ч, т. е.

коэффициент аварийности турбины за этот период в среднем составил 0,7%, простой блока за год в связи с остановкой турбины в среднем двое суток. Остановки блоков 800 МВт по вине турбин, как правило, очень редкие: так, например, в 1984 г. на всех блоках было всего девять остановок суммарной продолжительностью 712 ч, пять блоков 800 МВт не имели остановок по вине турбин, т. е. эти турбины имели коэффициент готовности 100%. В 1984 г. по турбинам К-800-240-3 наработка на отказ составила 13 697 ч и коэффициент готовности 99,4%.

Опыт освоения новых типов паровых турбин в эксплуатации, разработка и внедрение различных мероприятий по доводке турбин и повышению их характеристик позволяют сделать следующие выводы.

1. Перечень испытаний и доводочных работ на головных турбинах возрастает по мере роста мощности и параметров свежего пара. При этом существенно возрастают количество занятого этими работами персонала, а также стоимость испытаний и расходов на доводочные работы.

2. Переход к новым, более высоким мощностям и параметрам пара в паротурбиностроении приводит к новым, ранее не известным проблемам, возникающим в период освоения новых турбин в эксплуатации на электростанциях. Своевременное исследование и решение этих проблем требует подготовки соответствующих измерений на головных образцах турбин. С этой целью необходимо в процессе подготовки к вводу в эксплуатацию головного образца, учитывая особенности его конструкции, одновременно разрабатывать комплекс соответствующих испытаний, а также программы и методику их проведения.

3. В проекты головных блоков необходимо включить разработку специальных схем измерений с установкой первичной и вторичной аппаратуры, позволяющей обеспечить необходимые измерения согласно намеченным программам.

4. В процессе монтажа головных образцов паровых турбин должна быть установлена первичная и вторичная оснастка, предусмотренная проектом экспериментальных измерений в соответствии с программами пусконаладочных и исследовательских работ.

5. В процессе пусконаладочных работ на оборудовании головных блоков необходимо обеспечить предоставление соответствующих режимов работы турбины, обеспечивающих выполнение всего комплекса испытаний, предусмотренных программами. Для проведения испытаний следует обеспечить работу турбины в период доводки не по диспетчерскому графику, а по режимам испытаний, так как задержка в предоставлении опытных режимов может привести к выходу из строя измерительной оснастки и необходимости ее восстановления.

6. Успешное проведение пусконаладочных работ и испытаний требует высокой квалификации специалистов, проводящих основные работы. В состав бригад по турбине обычно входят специалисты по гидравлической и электрической части системы регулирования, по режимам эксплуатации, по тепловой наладке, по наладке общего вибрационного состояния, по контрольно-измерительным приборам и автоматике.

7. Основной комплекс испытаний и доводочных работ необходимо проводить на двух-трех первых турбинах, с тем чтобы получить основные данные по качеству турбины до запуска этого типа в большую серию, так как по результатам испытаний могут быть разработаны мероприятия, которые потребуют изменения в конструкции, что придется проводить уже на изготовленных турбинах.

8. Создание турбин новых типов кроме процесса проектирования, изготовления и монтажа включает также процесс доводки в эксплуатации. Важность проведения этих работ по освоению, и в возможно короткие сроки, в значительной степени определяет качество созданной турбины и перспективность широкого применения турбин этого типа.

9. Опыт, полученный при испытаниях головных образцов турбин данного типа, позволяет повышать качество турбин, находящихся в стадии проектирования, избежать повторения недостатков в их конструкции и сокращать сроки их освоения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Видлинская Е. Д., Вавиштейн А. Г., Разаренова М. М. Создание огнестойких масел на основе триарилфосфатов с учетом зависимости свойств от строения входящих в их состав фенильных радикалов//Жидкие топлива и масла в энергетике. М.: Химия. 1982. С. 80—96.
2. Иланов В. А. Регулирование энергоблоков Л. Машиностроение, 1982.
3. Кацукуми Х., Токаши К., Рисуко А. Последние достижения в области технологии производства больших паровых турбин и генераторов//Hitachi Review 1980. Vol. 29, № 6. Р. 293—299.
4. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей, 14 е изд. М.: Энергостроиздат, 1989.
5. Сафонов Л. П., Селезнев К. П., Коваленко А. Н. Тепловое состояние высоконапорных паровых турбин. Л.: Машиностроение, 1983.
6. Turbines et alternateurs de deman//Alstom—Atlantique 1982. Brouchure 54/VE/82107F, Octobre.

ОПЛАТЕНИЕ

Предисловие	3
Применяемые сокращения	5
Глава 1. Основные принципы создания паровых турбин ЛМЗ	24
Глава 2. Тепловые схемы турбоустановок	24
2.1 Общие положения проектирования тепловых схем	24
2.2 Тепловые схемы турбоустановок	25
2.3 Особенности проектирования тепловых схем мощных паротурбинных установок	29
2.4 Преимущества ступенчатой конденсации	31
2.5 Усовершенствование режимов работы турбоустановок	33
Глава 3. Оборудование и компоновка турбоустановок	39
3.1 Основное оборудование турбоустановок	39
3.2 Компоновка турбоустановок	43
3.3 Материалы, применяемые для турбин СКД	45
Глава 4. Проточные части и конструкция турбин	46
4.1 Единичная мощность турбин	46
4.2 Экономичность	48
4.3 Конструкция проточных частей ЦВД	50
4.4 Конструкция проточных частей ЦСД	51
4.5 Конструкция проточной части унифицированного ЦНД	54
Глава 5. Конструкция статорных узлов	56
5.1 Корпуса ЦВД	56
5.2 Корпуса ЦСД	59
5.3 Корпус ЦНД	62
5.4 Другие статорные узлы	63
Глава 6. Конструкция роторов и рабочих лопаток	68
6.1 Роторы ЦВД	68
6.2 Роторы ЦСД	73
6.3 Роторы ЦНД	76
Глава 7. Системы парораспределения	80
7.1 Назначение и условия работы узлов парораспределения	80
7.2 Схемы парораспределения	85
7.3 Конструкция узлов парораспределения	89
7.4 Эксплуатация и ремонт элементов систем парораспределения	98
Глава 8. Система автоматического управления, регулирования и защиты турбин	102
8.1 Современные требования к системам автоматического регулирования турбин	102
8.2 Основные особенности систем регулирования турбин СКД	108
8.3 Гидравлическая часть системы регулирования	111
8.4 Массово-инерционные системы регулирования	113
8.5 Электрическая часть системы регулирования	138
8.6 Системы регулирования основных типов турбин СКД	147
8.7 Стабилизация параметров вспомогательных систем	152
8.8 Автоматическая защита турбины	156
Глава 9. Системы смазки и их оборудование	162
9.1 Особенности систем смазки турбин СКД	162
9.2 Турбинные масла	164
9.3 Схемы систем смазки	170
9.4 Конструкция и характеристики отдельных узлов	178
Глава 10. Теплообменное и вспомогательное оборудование турбоустановки	181
10.1 Конденсационные устройства	181
10.2 Рециркуляционные подогреватели	185
10.3 Потребляемое и вспомогательное оборудование	190
Глава 11. Особенности сборки и монтажа турбин и другого оборудования турбоустановки	192
11.1 Общие положения по сборке паровых турбин на заводе-изготовителе	192
11.2 Гидравлическое испытание корпусов цилиндров	194
11.3 Особенности сборки роторов	195
11.4 Сборка и испытание сборочных единиц системы регулирования	198

11.5.	Общая сборка паровых турбин и ее особенности	201
11.6.	Особенности испытаний турбин на заводском стенде и поставки турбинного оборудования на электростанции	205
11.7.	Монтаж турбин и оборудования турбоустановки	210
11.8.	Монтаж трубопроводов маслосистем	234
Глава 12.	Наладка и эксплуатация систем регулирования и защиты	239
12.1.	Ревизия узлов и опробование системы регулирования	239
12.2.	Испытания системы регулирования на остановленной турбине	241
12.3.	Испытания противорадиной защиты турбины	247
12.4.	Статическая характеристика системы регулирования	252
12.5.	Динамические испытания системы регулирования	258
12.6.	Обслуживание системы регулирования при эксплуатации	264
12.7.	Ремонт ГЧСР	268
Глава 13.	Режимы пуска и останова турбин	274
13.1.	Расчетные исследования	274
13.2.	Рейсовые испытания	279
13.3.	Пусковые схемы	287
Глава 14.	Обеспечение вибрационной надежности валовых валов турбин	307
14.1.	Обеспечение вибрационной надежности в процессе изготовления и монтажа турбин	307
14.2.	Виброналадка турбин на электростанции	311
14.3.	Причины вибрации валовых валов турбин. Их обнаружение и устранение	311
Глава 15.	Особенности эксплуатации турбин и турбоустановок	329
15.1.	Система уплотнений турбины	329
15.2.	Вакуумная система	334
15.3.	Система защиты турбины от обратного потока отбираемого пара	338
15.4.	Водно-химический режим	342
15.5.	Общие положения эксплуатации турбоагрегата и основные принципы организации режимов пуска	343
15.6.	Обслуживание турбоагрегата	348
15.7.	Расходоизмерение паровой турбины	354
15.8.	Консервация паротурбинного оборудования	356
Глава 16.	Мероприятия по повышению надежности эксплуатации	357
16.1.	Турбины К-300-240	357
16.2.	Турбины К-800-240	375
16.3.	Показатели надежности и эффективности работы турбин в эксплуатации	377
Список литературы		382